Codrin-Gruie CANTEMIR & Adrian SACHELARIE

TURBOTRONICA M.A.S.

BAZE CONCEPTUALE ALE SUPRAALIMENTĂRII CONTROLATE

Codrin-Gruie CANTEMIR & Adrian SACHELARIE

TURBOTRONICA M.A.S.

BAZE CONCEPTUALE ALE SUPRAALIMENTĂRII CONTROLATE

UNELE ASPECTE CONSTRUCTIVE, FUNCŢIONALE ŞI DE ECHIPARE ALE MOTOARELOR DE COMPETIŢIE ŞI A CELOR DE MARE PERFORMANŢĂ.
FENOMENE ÎN SISTEMELE DE SUPRAALIMENTARE.
CONSTRUCŢIA ŞI ACORDAREA TURBOCOMPRESOARELOR.
CONTROLUL ELECTRONIC AL SUPRAALIMENTĂRII.

EDITURA "GH. ASACHI" Iaşi
1999

Editura "Gh. Asachi"
Universitatea Tehnică Iaşi
Str. Lascăr Catargi, nr. 38, 6600 - Iaşi, Romania
Tel: + 40 32 212324; 215949

Tehnoredactare computerizată: AUTORII

Coperta: AUTORII

Desene: © CGC Codrin-Gruie Cantemir

Referenţi ştiinţifici: Prof.univ.dr.ing. **Mircea NEMESCU**
Prof.univ.dr.ing. **Victor ZUBCU**
Prof.univ.dr.ing. **Mircea ZUGRĂVEL**

© 1999 Editura "Gh. Asachi" Iaşi

All rights reserved. No part of this publication ***including drawings*** *may be reproduced, stored in a retrieval system, or transmitted, in any form or by any means, electronic, mechanical,* ***photocopying****, recording or otherwise, without written permission of Editura "Gh. Asachi" Iaşi.*

Toate drepturile rezervate. Nici o parte a acestei publicaţii ***inclusiv desenele*** *nu poate fi reprodusă, total, parţial sau cu modificări şi nici nu poate fi transmisă indiferent de formă, prin nici o metodă, electronică, mecanică, de fotocopiere,* ***xerografie*** *sau ori care alta, fără acordul scris al editurii "Gh. Asachi" Iaşi.*

TURBOTRONICA M.A.S. - ISBN 973-8050-14-6

DACĂ PUTEREA POATE FI UN VIS FRUMOS, ATUNCI CONTROLUL PUTERII ESTE CU SIGURANTĂ UN COŞMAR.

(VALABIL ŞI PENTRU INGINERI ŞI PENTRU POLITICIENI)

AUTORII

Cu respectul cuvenit profesorilor noştrii din Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iaşi care au contribuit decisiv la formarea noastră în domeniul abordat de această lucrare şi pe care ne face plăcere să-i menționăm în mod special:

Radu GAIGINSCHI, Virgil GIURCĂ, Conrad - Adrian HOMUTESCU, Emil JUGUREANU, Petru LEONTE, Mircea NEMESCU, Dan URSESCU, Victor ZUBCU, Mircea ZUGRĂVEL,

Fiecare dintre Domniile lor ar fi putut scrie mult mai bine decât noi această carte, dar fie că au avut alte priorități, fie că (aşa cum ne place nouă să credem) au avut gentileţea să ne lase întâietatea.

Cu multe mulțumiri unui reputat specialist în turbine şi compresoare, (precum şi alte maşinării cu multe palete) pentru sprijinul teoretic şi practic, colegului şi prietenului nostru dr. ing. :

Gabriel (Gabi) URSESCU

Cu multă simpatie pentru efortul depus la construcția multor instalații experimentale stoicilor tehnicieni:

Mihai ANISIA şi Sorin CEANGĂ

Reprezentanţelor din Iaşi şi Constanța a Concesionariei **FIAT - România.**

Şi tuturor prietenilor turbomani (pasionați) care ne-au ajutat cât de puțin.

PREFACE

The genesis of automotive supercharging and boost control was in 1923, when Salamano won the Grand Prix d'Europe with a supercharged Fiat 805. Since then, many fascinating and exciting technology development have brought supercharging and turbocharging to the forefront of automotive engineering. After the early experiments, turbocharging continued to find a leader role in auto racing, and it found a very visible and prominent niche in both Formula 1 and Indy Car racing. In Formula 1, Renault quickly became unbeatable and forced a number of other teams, including Ferrari, to turn to turbocharging to remain competitive, until turbo solutions were disallowed in 1987. At that time, it is reported that a 1.5-liter engine could develop arouns 1,200 hp!!. Rally cars continued the turbocharging tradition, most notably with Lancia's Delta Integrale, which was to be the World Rally Champion for five years in a row, creating a myth of invincibility.

Today, turbocharging is a reality for many high performance vehicles, including the American CART series, propelled by turbocharged 2.5-liter V8 engine (with the need to limit boost pressures on long oval tracks for safety reasons!). This book presents a lucid account of supercharging and turbocharging solutions from recent motorsports history, as well as more modern developments related to construction and control of modern turbochargers, superchargers and comprex systems. Some new solutions concerning electronic boost control are also included. We let the reader imagine what the next frontier for turbocharging in racing may be... perhaps the hot deserts of the American Southwest in Baja racing? Or maybe new efficient hybrid powertrains capable of extracting performance when needed while mainating high average fuel economy? The reader will have to wait and see; in the meanwhile, sit back and step on the gas pedal. You will enjoy this book.

Giorgio Rizzoni
Professor of Mechanical Engineering
Director,
The Ohio State University Center for Automotive Research
Columbus, Ohio, February 2000.

PREFAȚĂ

Geneza tehnicii supraalimentării în domeniul automobilelor a început în 1923 când Salamano a cucerit Marele Premiu al Europei cu un automobil supraalimentat Fiat 805. De atunci o mulțime de tehnologii fascinante şi excitante au dus tehnica supraalimentării în fruntea ingineriei auto. După experimentările de început, supraalimentarea cu turbocompresor a continuat să-şi descopere rolul de lider în cursele auto, şi a pus bazele unei nişe foarte proeminente şi vizibile atât în Formula 1 cât si în cursele Indy Car. În Formula 1 Renault a devenit rapid de neînvins forțând astfel mulți alți concurenți, inclusiv Ferrari, să aplice supraalimentarea pentru a ramâne competitivi până în 1987 când turbocompresorul a fost interzis. La vremea respectivă motoarele de 1,5 litri puteau dezvolta deja 1200 CP!!. Automobilele de raliu au continuat tradiția supraalimentării, cel mai notabil fiind Delta Integrale produs de Lancia, care a fost cinci ani consecutiv Campion Mondial de Raliuri, creând astfel mitul invincibilității.

Astăzi, supraalimentarea cu turbocompresor este o realitate pentru multe vehicule de performanță, inclusiv pentru seria American CART propulsată de motoare V8 de 2,5 litri (care necesită limitarea presiunii de supraalimentare în cazul competițiilor pe lungile piste ovale din motive de siguranță!). Această carte conține o lucidă prezentare a soluțiilor de supraalimentare mecanică şi cu turbocompresor din istoria recentă a sportului cu motor şi în acelaşi timp dezvoltări moderne ale construcției şi controlului turbocompresoarelor, a compresoarelor mecanice şi al sistemului comprex. De asemenea sunt incluse şi câteva soluții noi pentru controlul electronic al supraalimentării. Lăsăm cititorul să-şi facă propria imagine în ceea ce priveşte noile frontiere competiționale ale supraalimentării cu turbocompresor.... poate cursele Baja din deşerturile încinse din Sudvestul American? Sau poate noile agregate de forță în construcție hibridă capabile să stoarcă performanțe în condițiile unui consum mediu economic? Cititorul va trebui să aştepte ca să vadă; în acelaşi timp, stați jos şi apăsați pe accelerație. Vă va plăcea această carte.

Giorgio Rizzoni
Profesor de Inginerie Mecanică
Director,
Centrul de Cercetări pentru Inginerie Auto al Universității de Stat din Ohio
Columbus, Ohio, Februarie 2000.

INTRODUCERE (neconvenţională)

"Imaginaţia este mai importantă decât cunoaşterea" ar fi spus cândva Albert Einstein. Nimic mai adevărat. În ceea ce priveşte subiectul aceastei lucrări, se poate afirma că după mirajul cailor putere de tip GTI realizaţi de motoare cu cilindreee generoasă şi negociaţi cu bunul simţ tehnic începe pragul psihologic al celor 100 Cp/l. În principiu peste acest prag nu se mai poate accede fără un important tribut plătit ştiinţei. Dar în mod cert peste 200 Cp/l începe imaginaţia. Sau Turbotronica.

Aşa cum probabil pot confirma foarte mulţi prieteni şi colegi simpatici, (în mod cert şi unii antipatici), această lucrare se bazează în primul rând pe experienţa practică dobândită de autori. Cum autorii s-au trezit de supărător de multe ori în faţa unor situaţii pe care nu le-au înţeles, dar au crezut contrariu, s-au gândit să pună pe hârtie unele concluzii la care au ajuns. În primul rând pentru ei, pentru a nu recidiva (prea des) în greşeli şi mult mai puţin pentru alţi.

Ideea acestei lucrări a venit mai târziu când au avut şansa unei extrem de plăcute întâlniri cu Giacomo Augusto PIGNONE şi amicul Ugo Romolo VERCELLI prin intermediul cărţii lor "MOTORI AD ALTA POTENZA SPECIFICA". O carte adevărată pe care o recomandăm cu căldură tuturor, dar mai ales celor care se doresc profesionişti. Spre meditaţie.

În acest context probabil că nu este întâmplător faptul că autorii s-au inspirat puternic din stilul de prezentare italian, mult mai aproape de fenomene, şi mai puţin aproape de modelarea lor matematică. Cât despre exemplele introduse sistematic în texte, acestea (în majoritatea lor) au fost subiecte de lucru, dispută şi meditaţie şi nu fac decât să întărească imaginea autorilor despre acest domeniu. Probabil o imagine mult mai subiectivă decât corectă, însă totuşi o imagine.
Poate şi ideea plăcutei şi reconfortantei situaţii când ipoteticii cititori foloseasc lucrarea pe post de somnifer... a avut şi ea o influenţă oarecare.

Probabil că toate acestea adunate precum şi altele care nu se pot exprima, sau sunt prea evidente pentru a mai fi exprimate au generat ***TURBOTRONICA M.A.S..***

Ţinând cont de excepţiile care întăresc regulile, lucrarea nu este destinată specialiştilor în domeniu, din simplul motiv că ar însemna să existe specialişti (la noi), ceea ce nu este cazul şi de asemenea ar însemna că autorii sunt cel puţin superspecialişti, ceea ce de asemenea nu este cazul.

Lucrarea nu este destinată profesorilor şi studenţilor de la cât mai multe facultăţi (de regulă altele de cât cele ale autorilor), întrucât autorii nu intenţionează să-şi cultive orgoliul (tehnic) şi nici nu vor să se supraaprecieze.

Lucrarea nu este destinată piloților, preparatorilor și nici mecanicilor findcă aceștia prezintă (din nefericire) o aversiune de grup rar întâlnită la tot ce este scris, inclusiv în ceea ce privește documentația propriilor automobile pe care le pilotează, modifică și eventual repară.

Acestea fiind afirmate se poate ajunge la concluzia unei lucrări destinate aproximativ nimănui, ceea ce probabil este suficient de adevărat.

Poate numai cei pasionați de tip pur sânge, fie ei chiar și studenti, piloți, profesori, ingineri, proiectanți, mecanici, ar mai putea găsi ceva, oricum prea puțin ca să devină interesant chiar și pentru ei. Nici nu ar putea fi altfel întrucât lucrarea abordează pentru prima dată un subiect nou aflat la granița complexă dintre mai multe domenii aparent fără legătură.

Însă un început trebuie să existe.

IAȘI 1999

AUTORII

CUPRINS

LISTA ABREVIERILOR ŞI PRESCURTĂRILOR..... 15

CAPITOLUL 1
UMPLEREA PRIN SUPRAALIMENTARE..... 17
1.1. ASPECTE GENERALE COMPARATIVE..... 17
1.2. CLASE DE SUPRAALIMENTARE..... 22
1.2.1. Supraalimentarea adiţională..... 23
1.2.1.1. *Modificări structurale la supraalimentarea adiţională*..... 24
1.2.1.2. *Modificări suplimentare la supraalimentarea adiţională*..... 25
1.2.1.3. *Controlul supraalimentării adiţionale*..... 27
1.2.1.4. *Indicatori tehnici la supraalimentarea adiţională – Gradul de Supraalimentare Dinamică, Câştigul Dinamic*..... 27
1.2.2. Supraalimentarea constructivă..... 28
1.2.2.1. *Modificări structurale la supraalimentarea constructivă*..... 29
1.2.2.2. *Modificări suplimentare la supraalimentarea constructivă*..... 31
1.2.2.3. *Controlul supraalimentării constructive*..... 33
1.2.2.4. *Indicatori tehnici la supraalimentarea constructivă – Gradul de Supraalimentare Relativă şi Gradul de Supraalimentare Absolută*..... 34
1.2.3. Supraalimentarea parametrică..... 35
1.2.3.1. *Modificări structurale la supraalimentarea parametrică*..... 38
1.2.3.2. *Modificări suplimentare la supraalimentarea parametrică*..... 39
1.2.3.3. *Controlul supraalimentării parametrice*..... 40
1.2.3.4. *Indicatori tehnici la supraalimentarea parametrică*..... 41
1.3. INFLUENŢA ARDERII DETONANTE..... 45
1.4. TRADUCTOARE UTILIZATE LA CONTROLUL SUPRAALIMENTĂRII..... 47
1.4.1. Traductorul de detonaţie..... 48
1.4.2. Traductorul de presiune..... 50
1.4.3. Traductorul de turaţie..... 52
1.4.4. Traductoare suplimentare..... 53

CAPITOLUL 2
SUPRAALIMENTAREA MECANICĂ..... 55
2.1. SCHEMA GENERALĂ DE SUPRAALIMENTARE PRIN COMPRESOR MECANIC..... 55

2.2. SOLUȚII CONSTRUCTIVE DE COMPRESOARE MECANICE VOLUMETRICE..... 57
2.2.1. Compresorul cu palete..... 57
2.2.2. Compresorul "Roots" ("VOLUMEX")..... 61
2.2.3. Compresorul "EATON - ROOTS"..... 64
2.2.4. Compresorul "SPRINTEX"..... 65
2.2.5. Compresorul "PIERBURG"..... 67
2.3. COMPRESOARE SPIRALATE..... 68
2.3.1. Compresorul "G- LADER"..... 68
2.3.2. Compresorul "LYSHOLM"..... 72
2.4. ASPECTE SPECIFICE IN FUNCȚIONAREA COMPRESORULUI MECANIC..... 73
2.4.1. Puterea absorbită de compresor..... 74
2.4.2. Temperatura aerului refulat de compresor..... 76
2.5. ASPECTE GENERALE ALE COMPRESOARELOR MECANICE..... 78
2.6. CONTROLUL SUPRAALIMENTĂRII MECANICE..... 79
2.6.1. Compresoare cu antrenare permanentă..... 80
2.6.2. Compresoare cu antrenare comandată..... 81
2.6.3. Compresoare antrenate cu raport de transmisie pseudo-variabil..... 84
2.6.3.1. *Cuplajul cu alunecare*..... 90

CAPITOLUL 3
SISTEMUL DE SUPRAALIMENTARE COMPREX..... 95
3.1. STRUCTURA GENERALĂ A SISTEMULUI COMPREX..... 95
3.2. FAZELE DE FUNCȚIONARE ALE SISTEMULUI COMPREX..... 97
3.3. CONTROLUL SISTEMULUI COMPREX..... 102
3.4. SISTEMUL COMPREX - GV (geometrie variabilă)..... 104

CAPITOLUL 4
TURBOCOMPRESOARE..AUTO..... 109
4.1. CONSTRUCȚIA TURBOCOMPRESORULUI..... 110
4.1.1. Structura turbocompresorului..... 110
4.1.2. Lagărele turbocompresorului..... 113
4.1.3. Circuitele auxiliare ale turbocompresorului..... 116
4.1.4. Insonorizarea turbocompresorului..... 119
4.2. SOLUȚII CONSTRUCTIVE PENTRU REGLAJUL DIRECT AL TURBOCOMPRESORULUI..... 121
4.2.1. Supapa "waste-gate"..... 122
4.2.2. Supapa "waste-gate" reglabilă..... 125

4.2.3. Turbocompresorul cu geometrie variabilă..... 127
4.2.4. Sistemul PIGNONE..... 131
4.2.5. Sistemul de distribuţie dublu asimetric..... 132

CAPITOLUL 5
TEORIA ACORDĂRII TURBOCOMPRESORULUI..... 133
5.1. CARACTERISTICILE GAZODINAMICE ALE SISTEMULUI DE SUPRAALIMENTARE..... 134
5.1.1. Caracteristicile compresorului..... 135
5.1.2. Caracteristicile turbinei..... 138
5.1.3. Caracteristica răcitorului intermediar..... 142
5.1.4. Caracteristicile tubulaturii de admisie..... 144
5.1.5. Caracteristicile motorului..... 145
5.2. ACORDAREA MOTOR - COMPRESOR. LIMITELE REGLAJULUI..... 153
5.2.1. Limitele reglajului..... 154
5.2.2. Coeficientul de suplețe..... 160
5.2.3. Acordarea motor-compresor pentru motoarele de competiție WRC. Funcționarea cu restrictor..... 161
5.2.4. Acordarea compresorului la motoarele de F1..... 163
5.3. ACORDAREA TURBINEI..... 166
5.3.1. Determinarea raportului de destindere al turbinei..... 167
5.3.2. Determinarea randamentului turbinei..... 167
5.3.4. Cuplarea fluidodinamică a turbinei la motor..... 171

CAPITOLUL 6
SISTEME DE COMANDĂ ŞI CONTROL PENTRU TURBOCOMPRESOARE..... 175
6.1. CONTROLUL PNEUMATIC AL PRESIUNII DE SUPRAALIMENTARE..... 175
6.1.1. Sistemul VBCV..... 175
6.1.2. Supapa anti-pompaj..... 179
6.2. CONTROLUL ELECTRO-PNEUMATIC AL PRESIUNII DE SUPRAALIMENTARE..... 184
6.2.1. Sistemul de reglaj în trepte..... 184
6.2.2. Sistemul de reglaj continuu APC..... 186
6.3. TEORIA MODULĂRII..... 191
6.3.1. Principiul modulării..... 192
6.3.2. Alegerea frecvenţei de modulaţie..... 203
6.4. CONTROLUL NECONVENŢIONAL AL TURBOCOMPRESORULUI..... 207

6.4.1. Regulatorul tripoziţional..... 208
6.4.2. Supapa waste-gate cu trei presiuni..... 210
6.4.3. Comanda binară a supapei waste-gate..... 214
6.4.4. Regulatorul continuu..... 218
6.4.5. Controlul direct al supapei waste-gate..... 221

CAPITOLUL 7
FENOMENUL TURBO-LAG..... 225
7.1. MICŞORAREA MOMENTULUI DE INERŢIE..... 230
7.2. CREŞTEREA PUTERII ACCELERATOARE..... 231
7.2.1. Metoda sacrificiului parţial..... 232
7.2.2. Metoda sacrificiului total..... 236

BIBLIOGRAFIE.....243

Lista abrevierilor şi prescurtărilor

ABS - Sistem antiblocaj la frânare.
ALS - Sistem de menținere a regimului (turbocompresorului).
APC - Sistem de control automat al performanțelor.
ATP - Sistem antipatinare (la demaraj).
BOV - Supapă de şuntare a (turbo)compresorului.
COV - Supapă de presiune maximală.
CP - Cai putere.
ECU - Unitate de control electronic.
EM - Electromagnet
EPROM - Memorii programabile (pentru calculator).
EV - Electroventil.
FFT - Transformata Fourier rapidă
FIA - Federația Internațională de Automobilism.
F1 - Formula unu.
KKK - Firmă producătoare din Germania.
MAS - Motor cu aprindere prin scânteie.
PWM - Modulație cu impulsuri cu durată variabilă.
RL - Rezistență de laminare.
RPM - Rotații pe minut.
RW - Regulatorul (electronic) al supapei waste-gate.
SAAB - Firmă producătoare din Suedia.
SM - Servo mecanism.
TA - Traductor al poziției pedalei (de accelerație)
TD - Traductor de detonație.
TDA - Traductor de debit de aer.
TF - Traductor de poziție al obturatorului.
TP - Traductor de presiune
TT - Traductor de temperatură
TTE - Filiala europeană a constructorului japonez Toyota.
TV - Traductor de turație (a motorului)

TVC - Traductor de turație (a compresorului).
VAT - Turbină cu secțiune (de admisie) variabilă.
VBCV - Disozitiv de reglaj (pneumatic) al presiunii de supraalimentare.
VNT - Turbină cu distribuitor variabil.
VTM - Viteză pe traseu montan.
WRC - Campionatul mondial de raliuri.
µP - Microprocesor sau sistem numeric de calcul.

TVC - Traductor de turație (a compresorului).
VAT - Turbină cu secțiune (de admisie) variabilă.
VBCV - Disozitiv de reglaj (pneumatic) al presiunii de supraalimentare.
VNT - Turbină cu distribuitor variabil.
VTM - Viteză pe traseu montan.
WRC - Campionatul mondial de raliuri.
µP - Microprocesor sau sistem numeric de calcul.

CAPITOLUL 1

UMPLEREA PRIN SUPRAALIMENTARE

Proiectarea unui motor modern de automobil necesită rezolvarea unui ansamblu fundamental de criterii funcționale şi economice. Exponenții acestui ansamblu sunt: puterea dezvoltată, consumul de carburant, gradul de poluare, durabilitatea şi nu în ultimul rând, prețul de fabricație. Un alt criteriu important poate fi capacitatea cilindrică a motorului, care influențează în mare măsură succesul comercial în special prin prisma taxelor fiscale. In mod evident rezolvarea optimală a tuturor criteriilor nu este posibilă. De aceea, în funcție de aplicația şi de sectorul de piață pentru care este destinat motorul, unul sau mai multe dintre aceste criterii devin predominante în defavoarea celorlalte.

Lucrarea abordează aplicațiile de mare performanță ale motoarelor supraalimentate cu aprindere prin scânteie, pentru care criteriul puterii este esențial. Pentru aceste aplicații celelalte criterii sunt în general rezolvate la limita normelor sau a necesităților. De exemplu, în cazul sferei competiționale măcar unul dintre celelalte criterii poate dispărea complet, fiind cunoscută aplicarea principiului "prețul nu contează".

1.1. ASPECTE GENERALE COMPARATIVE

Puterea furnizată la arborele unui motor (indiferent de tip) poate fi calculată cu relația:

$$\mathbf{P[kW]} = \frac{2\pi}{60 \cdot 1000} \cdot \mathbf{M[N/m]} \cdot \mathbf{n[rot/min]}, \qquad (1.1)$$

unde **M** şi **n** sunt cuplul şi turaţia arborelui motor.

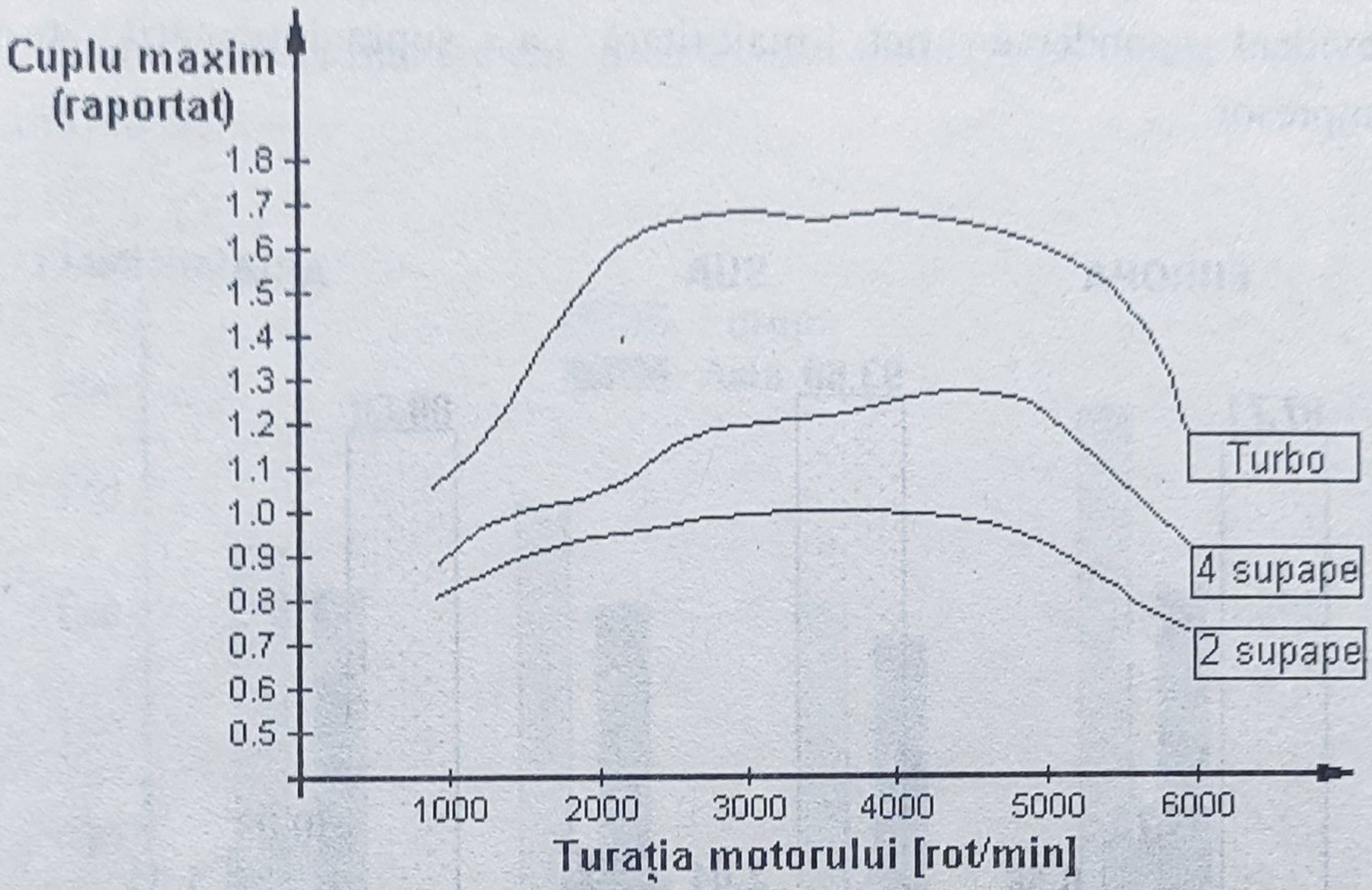
Conform acestei relaţii sunt posibile două căi pentru creşterea puterii unui motor clasic de cilindree dată. Astfel, una dintre variantele utilizate este "împingerea" motorului prin sisteme multi-supape (minimum trei supape/cilindru), eventual combinate cu sisteme de variaţie a fazelor de funcţionare şi/sau a lungimii galeriilor. În esenţă aceste sisteme permit o umplere mai bună a cilindrilor, care se traduce atât prin valori mai ridicate ale cuplului motor, cât şi printr-o turaţie maximă mai ridicată. Cea de a doua variantă utilizată este umplerea cilindrilor prin supraalimentare. Aceasta constă în precomprimarea amestecului carburant la presiuni mai mari decât cea ambiantă înaintea introducerii în cilindri, astfel încât este posibilă o creştere importantă a cuplului motor şi eventual a turaţiei maxime.

Supraalimentarea are multiple avantaje faţă de prima soluţie şi trebuie remarcat că din punct de vedere fundamental creşterea cuplului motor faţă de creşterea turaţiei maxime este mai avantajoasă. Astfel pentru un motor de cilindree fixă care dezvoltă aceeaşi putere, atât în cazul creşterii cuplului (motor supraalimentat) cât şi în cazul creşterii turaţiei (motor aspirat), solicitările termice sunt aproximativ identice însă solicitările mecanice cauzate de inerţia mecanismului motor cresc aproximativ cu pătratul turaţiei. Acest dezavantaj deşi preferat de unii constructori, devine evident atunci când se depăşeşte turaţia de 7000-7500 rot/min în cazul motoarelor aspirate.

În Fig. (1-1) sunt prezentate curbele cuplului motor dezvoltat în varianta clasică cu două supape/cilindru, varianta "împinsă" cu patru supape/cilindru şi varianta supraalimentată prin turbocompresor.

Curbele sunt obţinute prin medierea şi raportarea la unitatea de cilindree a valorilor obţinute de cei mai reprezentativi constructori europeni în anul 1996. Graficul arată că este posibilă o creştere medie a cuplului de 15-20% prin tehnica multisupapă şi o creştere medie de 60-70% prin tehnica supraalimentării. De asemenea, se poate remarca faptul că motoarele

supraalimentate pot dezvolta valori importante ale cuplului motor la turații mai coborâte decât celelalte variante, exact în zona cu utilizarea cea mai frecventă.



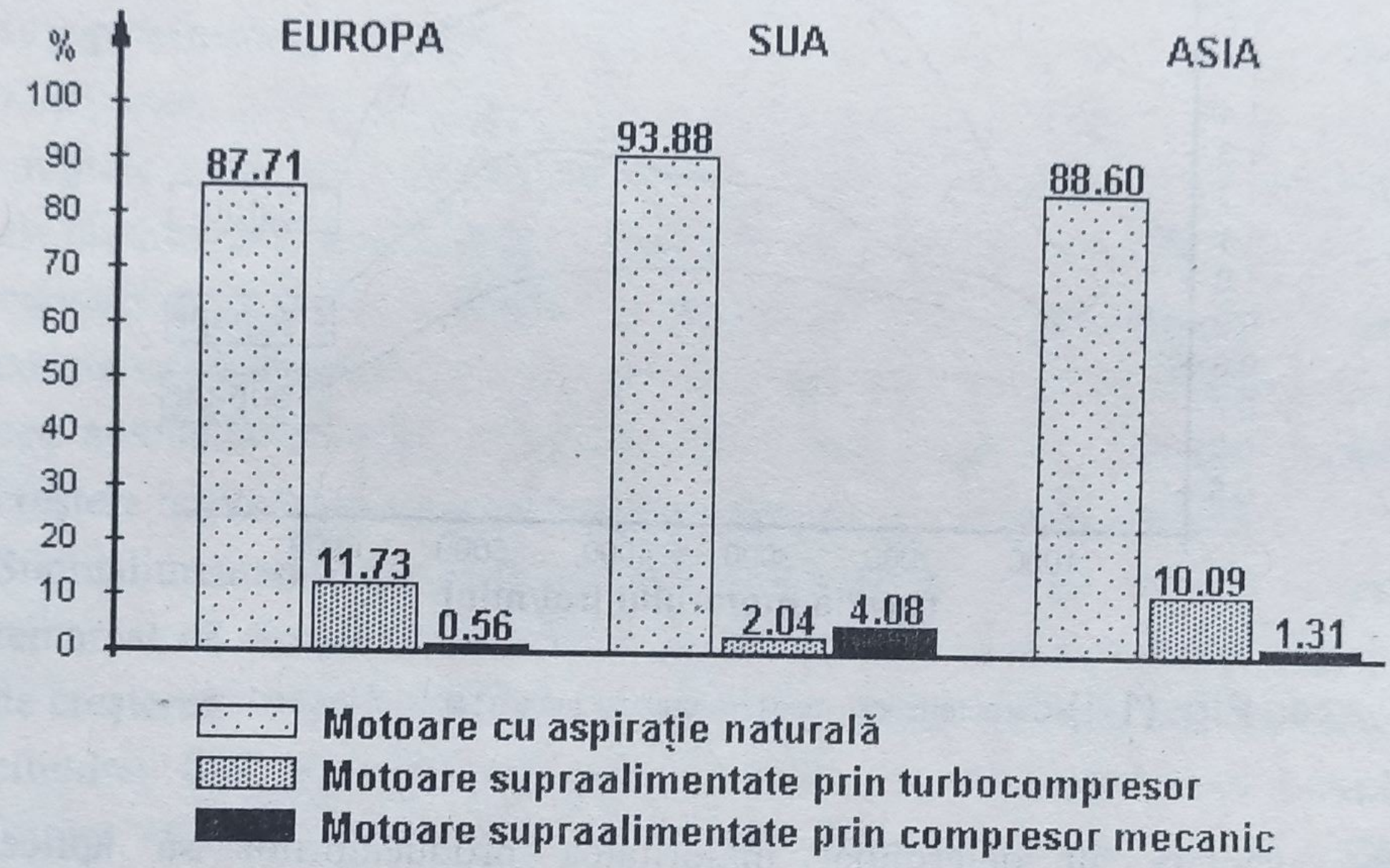
© CGC **Fig. (1-1)** Caracteristicile medii ale cuplului maxim raportat la cilindree

Aceste avantaje au determinat majoritatea producătorilor să aplice supraalimentarea nu numai la automobilele sport de mare performanță, dar (începând cu anii 1980) şi la automobilele clasice din segmentul superior.

În Fig. (1-2) este prezentată structura actuală a producției motoarelor de automobile în cele trei mari zone geografice, clasificată în funcție de sistemul de supraalimentare. Astfel au fost luate în considerare în mod diferit, soluțiile tehnice de supraalimentare împărțite în supraalimentare mecanică şi supraalimentare cu turbocompresor.

Statistica este realizată având ca bază 685 de tipuri de motoare construite pe cele trei continente în anul 1996. Rezultatele statistice arată că în principiu producătorii europeni şi asiatici realizează un model supraalimentat la fiecare 7,3 modele aspirate. Practic fiecare mare producător are în gama de

produse măcar o variantă supraalimentată. Pentru SUA ponderea este mai redusă întrucât prețul scăzut al carburanților și taxele fiscale permit încă realizarea unor motoare cu cilindree mare care rezolvă puterea maximă printr-un număr important de cilindrii (clasic V8). Din statistică reiese în mod evident ponderea net majoritară a supraalimentării prin turbocompresor.



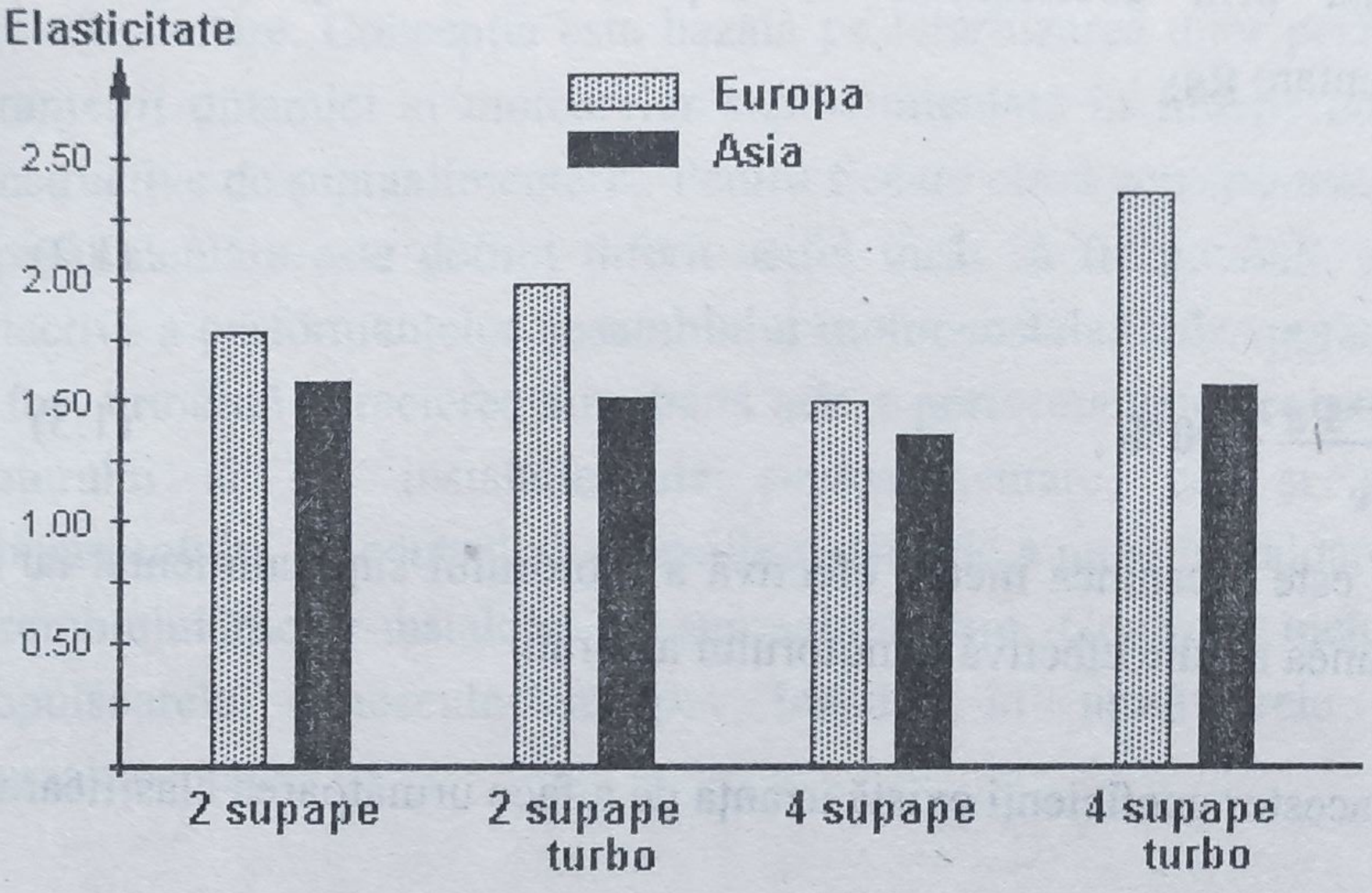
© CGC **Fig. (1-2)** Ponderea motoarelor supraalimentate în funcție de numărul de tipuri constructive

Supraalimentarea mecanică rămâne apanajul firmelor la care fiabilitatea reprezintă unul din criteriile principale.În cazul pieței americane tradiția este dublată şi de posibilitatea de adaptare mai uşoară a compresorul mecanic în spațiul dintre ramurile motoarelor în V.

Din punct de vedere al performanțelor dinamice şi al modului de adaptabilitate al caracteristicilor motorului la traficul real în Fig. (1-3) este prezentată statistica coeficientului de elasticitate.

Coeficientul de elasticitate reprezintă raportul dintre turația la care este

dezvoltată puterea maxima şi turaţia la care este dezvoltat cuplul maxim. Nu au fost luate în considerare motoarele supraalimentate cu turbocompresor produse în SUA întrucât numărul acestora este redus şi în consecinţă needificator. În mod evident motoarele supraalimentate prezintă coeficientul de elasticitate cel mai ridicat. datorat unei umpleri mai bune a cilindrilor la turaţii joase.



© CGC **Fig. (1-3)** Media coeficientului de elasticitate în funcţie de tipul constructiv al motorului

Maximul acestui coeficient se obţine la motoarele supraalimentate cu 4 supape/cilindru datorită construcţiei în general simetrice a camerei de ardere, cu efect pozitiv asupra arderii detonante.

De asemenea, aceste motoare se pretează mai bine pentru supraalimentarea parametrică, clasă de supraalimentare care este prezentată în subcapitolul următor.

O altă concluzie colaterală care se poate desprinde, este aceea că după 100 de ani de producţie în serie a motoarelor Otto, constructorii europeni reuşesc (din acest punct de vedere) performanţe mai ridicate la toate tipurile

constructive de motoare.

1.2. CLASE DE SUPRAALIMENTARE

În general în literatura de specialitate eficiența supraalimentării este caracterizată prin coeficientul de supraalimentare λ_S și gradul de supraalimentare **gs**:

$$\lambda s = \frac{pes}{pe} \tag{1.2}$$

$$g_S = \frac{pes - pe}{pe} \cdot 100\%, \tag{1.3}$$

unde **pes** este presiunea medie efectivă a motorului supraalimentat iar **pe** este presiunea medie efectivă a motorului aspirat.

Conform acestor coeficienți există uzanța de a face următoarea clasificare:

- **supraalimentare joasă ($\lambda_S < 1,3$) şi medie cu $\lambda_S = 1,3...2.$ şi $g_S = 30...100\%$;**
- **supraalimentare înaltă cu $\lambda_S = 2...4.$ şi $g_S = 100...300\%$;**
- **supraalimentare foarte înaltă cu $\lambda_S > 4$ şi $g_S > 300\%$.**

Din punct de vedere teoretic, pe parcursul anilor, s-au încercat şi alte definiții ale gradului de supraalimentare sau ale altor mărimi care derivă din acesta. Toate aceste încercări au însă ca punct comun ierarhizarea în funcție de raportul dintre mărimile de funcționare ale unui motor dat, cu supraalimentare şi fără supraalimentare. Tehnica modernă şi controlul electronic al funcționării motorului, inclusiv al supraalimentării, au permis metode şi principii noi de funcționare ale motoarelor supraalimentate. În

acelaşi timp au evoluat şi principiile constructive ale motoarelor supraalimentate, pentru care s-au dezvoltat soluții dedicate diferite de cele utilizate la motoarele aspirate. Din aceste motive, în prezent, s-a ajuns în situația în care metodele cunoscute de definire ale gradului de supraalimentare nu mai pot caracteriza pe deplin performanțele unui motor, ducând la posibile erori principiale de apreciere. În consecință, autorii prezentei lucrării propun o concepție nouă de definire a gradului de supraalimentare. Concepția este bazată pe ierarhizarea unor performanțe şi parametrii dinamici ai motoarelor supraalimentate în funcție de trei clase constructive de supraalimentare,. Pentru fiecare clasă constructivă, gradul de supraalimentare este definit diferit astfel încât să fie posibilă o apreciere obiectivă a performanțelor ansamblului motor-instalație de supraalimentare. A fost urmărită aprecierea simultană atât a performanțelor constructive ale motorului şi ale instalației de supraalimentare, cât şi capacitatea echipamentului de control al supraalimentării de a pune în valoare resursele ansamblului motor-instalație de supraalimentare. Conform metodei, toate propulsoarele cunoscute se pot încadra în următoarele clase de supraalimentare:

- **Supraalimentare adițională**;
- **Supraalimentare constructivă**;
- **Supraalimentare parametrică**.

Dată fiind diversitatea soluțiilor constructive întâlnite în exploatare, o definire strictă a fiecărei clase de supraalimentare nu este posibilă, însă încadrarea unui motor în una dintre cele trei clase de supraalimentare poate fi realizată relativ simplu.

1.2.1. Supraalimentarea adițională

Supraalimentarea adițională reprezintă apanajul firmelor de tuning şi este

executată în serii mici şi foarte mici, pentru motoare de automobile la care varianta supraalimentată nu este prevăzută sau este evitată tradiţional de către producător.

Performanţele suplimentare care se pot obţine prin supraalimentare adiţională sunt relativ modeste, dar evident superioare faţă de motorul aspirat de la care s-a plecat. Creşterea performanţelor se bazează în cea mai mare parte pe folosirea capacităţii de suprasarcină proiectată a unui motor dat.

Realizările "standard" pot aduce un câştig de 20-35% la puterea maximă, acceptându-se condiţiile în care uzurile motorului şi siguranţa în exploatare să nu coboare sub nişte limite rezonabile (de retgulă diminuarea maximă acceptată este de 25%). Pot fi enumerate ca elemente tehnice caracteristice pentru supraalimentarea adiţională următoarele valori:

- **Raportul de compresie mai mare ca 8,5;**
- **Suprapresiunea de supraalimentare 0,3 - 0,4 bar;**
- **Creşterea puterii maxime cu 15 - 30%;**
- **Creşterea cuplului maxim cu 25 - 45%;**
- **Diminuarea timpilor de demaraj şi repriză cu 10 - 15%;**
- **Creşterea vitezei maxime până la 15%;**
- **Turbocompresor sau compresor mecanic.**

1.2.1.1. Modificări structurale la supraalimentarea adiţională

Practic, la un motor aspirat se execută un minim de modificări ale galeriilor de admisie şi/sau evacuare, în scopul montării unui turbocompresor sau un compresor mecanic.

Caracteristic pentru supraalimentarea adiţională este absenţa modificărilor structurale ale motorului, element constructiv hotărâtor pentru încadrarea în clasa de supraalimentare adiţională. Uneori diferite firme de tuning livrează kitt-ul de supraalimentare împreună cu o garnitură de chiulasă de grosime

majorată (care are ca efect scăderea raportului de compresie). Chiar şi acest caz este considerat supraalimentare adiţională, întrucât componentele de bază ale mecanismului motor şi fazele de distribuţie (axa/axele cu came) nu se modifică.

1.2.1.2. Modificări suplimentare la supraalimentarea adiţională

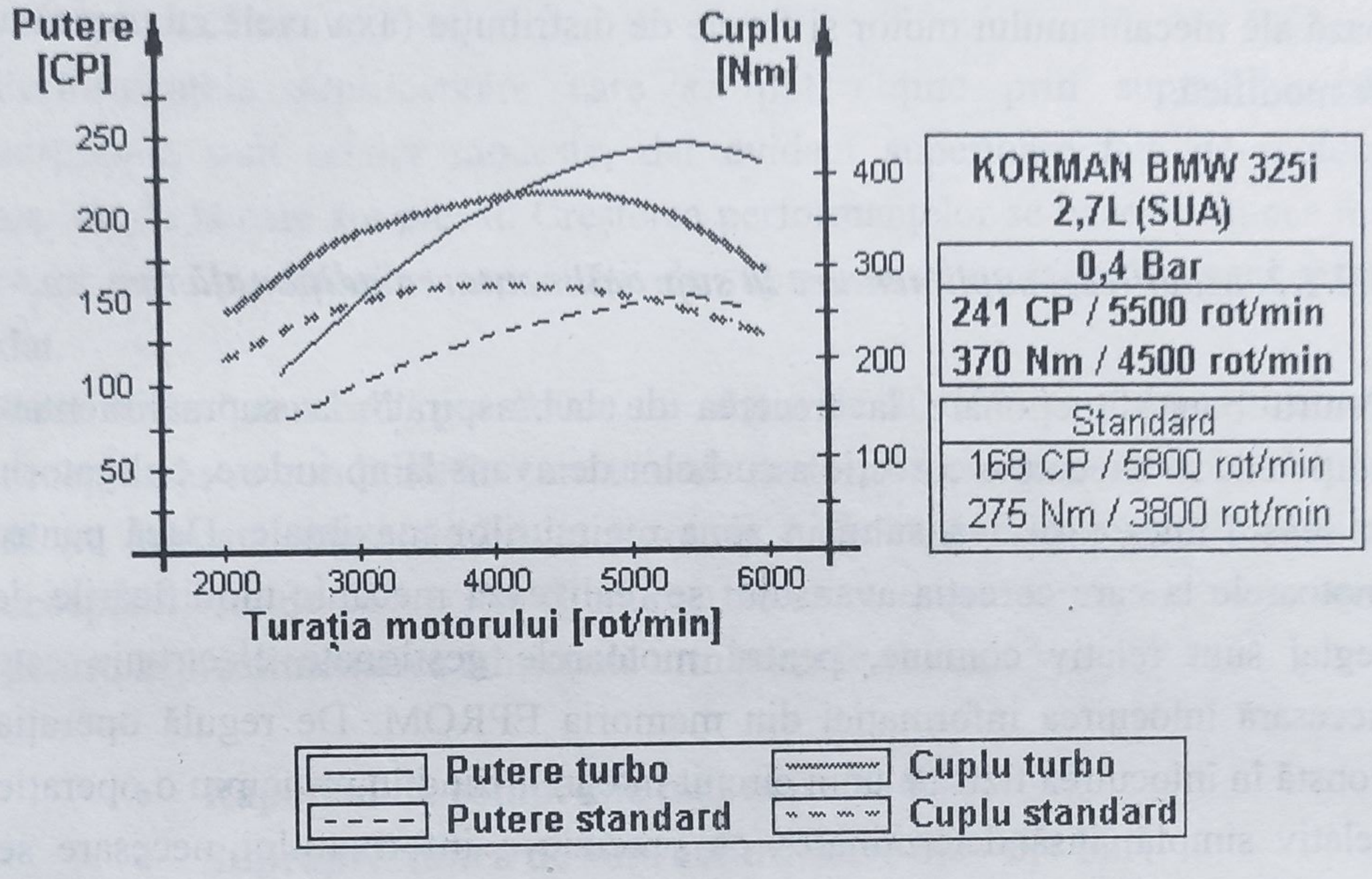
Pentru buna funcţionare la trecerea de la "aspirat" la supraalimentare adiţională se execută o corecţie a curbelor de avans la aprindere, obligatoriu în sensul micşorării avansului în zona regimurilor maximale. Dacă pentru motoarele la care corecţia avansului se realizează mecanic modificările de reglaj sunt relativ comune, pentru motoarele gestionate electronic este necesară înlocuirea informaţiei din memoria EPROM. De regulă operaţia constă în înlocuirea fizică a unui circuit integrat, fiind în principiu o operaţie relativ simplă, însă determinarea cu precizie a informaţiilor necesare se poate face numai prin cartografierea motorului la bancul de probă.

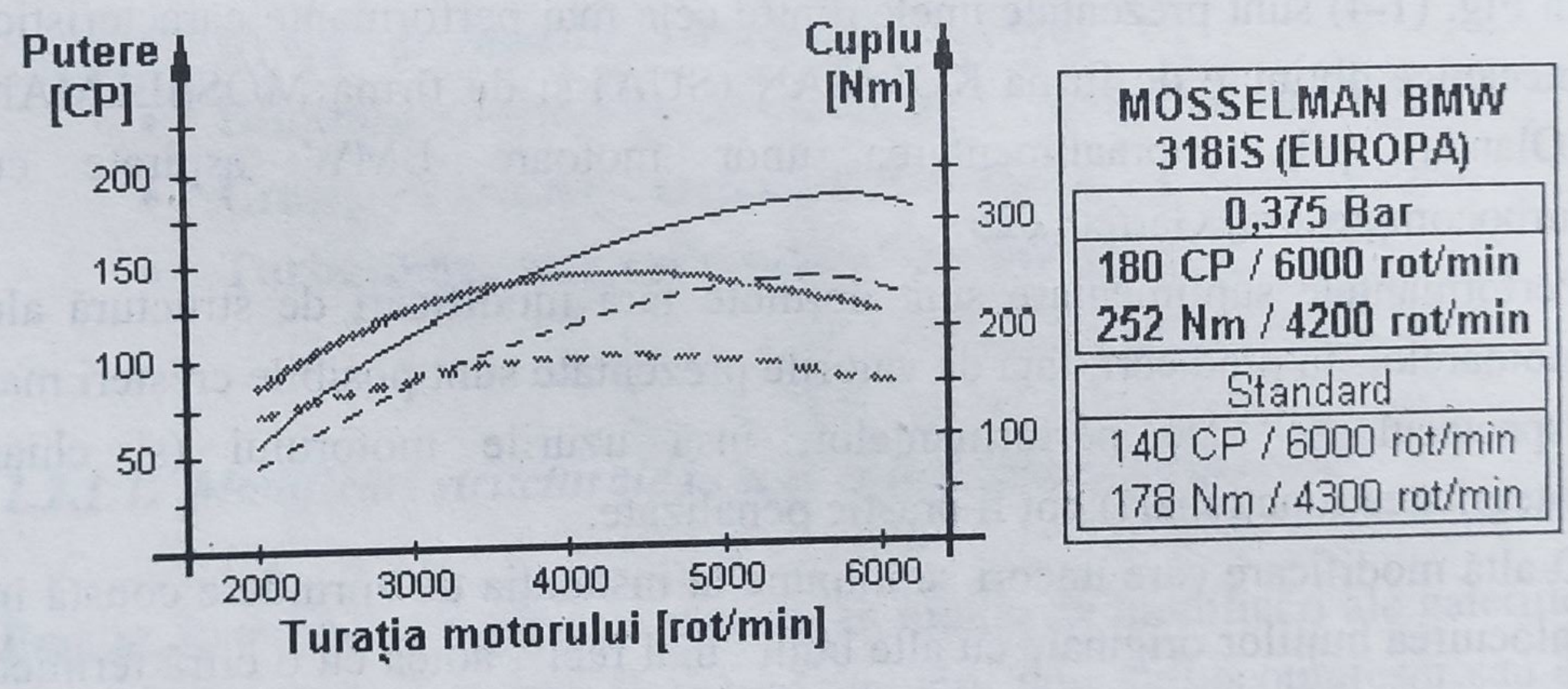
În Fig. (1-4) sunt prezentate unele dintre cele mai performante caracteristici mecanice obţinute de firma KORMAN (SUA) şi de firma MOSSELMAN (Olanda) prin supraalimentarea unor motoare BMW aspirate cu turbocompresorul Garrett T25.

Performanţele suplimentare sunt obţinute fără modificări de structură ale motoarelor. În mod cert, faţă de valorile prezentate sunt posibile creşteri mai "spectaculoase" ale performanţelor, însă uzurile motorului (şi chiar integritatea funcţională) pot fi drastic penalizate.

O altă modificare care uneori se impune la instalaţia de aprindere constă în înlocuirea bujiilor originale cu alte bujii "mai reci", adică cu o cifră termică mai mare. Înlocuirea memoriilor EPROM din componenţa sistemului de alimentare este necesară şi în cazul în care sistemul de injecţie utilizează tot date cartografiate. Sunt însă suficiente sisteme de injecţie cum ar fi BOSCH K, KE, LE, LU, LH etc., sau similare produse de firmele FORD, MAZDA, LUCAS, MITSUBISHI, etc., care nu necesită nici o modificare internă, situaţie care se întâlneşte şi la majoritatea motoarelor alimentate prin

carburator.





© CGC **Fig. (1-4)** Caracteristici mecanice obținute prin supraalimentare adițională

Uneori la sistemele de injecție este necesară creşterea presiunii de alimentare cu benzină care se obține prin modificări (înlocuiri) ale regulatorului de presiune sau ale pompei de benzină. În principiu

modificările enumerate sunt relativ simple şi pot fi realizate şi de către amatori.

1.2.1.3. Controlul supraalimentării adiționale

Pentru utilizarea rațională a capacității de suprasarcină a motorului, ideal este ca pe măsură ce turația motorului creşte, presiunea de supraalimentare să scadă. Acest lucru se obține de regulă cu suficientă aproximație prin corelarea caracteristicilor gazodinamice ale turbocompresorului cu caracteristicile de umplere ale motorului, foarte rar (din motive de simplitate) fiind introdusă acordarea "electronică" a celor două agregate.
În cazul compresorului mecanic presiunea de supraalimentare este relativ constantă în toată gama de turații ale motorului şi de aceea se evită suprapresiuni mai mari de 0,3 bar. Funcționarea compresorului poate fi comandată în regim "tot/nimic", de regulă în sensul decuplării mecanice a compresorului (prin comandă electrică) la depăşirea unor parametri impuşi sau cu ajutorul supapei "pop-off".

1.2.1.4. Indicatori tehnici la supraalimentarea adițională - Gradul de Supraalimentare Dinamică, Câştigul Dinamic

În mod principial supraalimentarea adițională este destinată unor motoare care nu au fost proiectate pentru funcționarea în varianta supraalimentată. De aceea performanțele suplimentare care se obțin reprezintă meritul exclusiv al producătorului kitt-ului de supraalimentare, chiar dacă acesta foloseşte (cu sau fără modificări) compresoare produse de firme consacrate.
Conform celor afirmate, în cazul supraalimentării adiționale, raportarea performanțelor motorului supraalimentat la performanțele inițiale reprezintă un criteriu suficient de complet. Având în vedere destinația acestor motoare şi mai ales acele performanțe care constituie criterii în alegerea unei anumite variante de supraalimentare adițională, autorii propun noțiunea de **Grad de**

Supraalimentare Dinamică (GSD), definită ca raportul dintre doi timpi de accelerație obținuți în aceleaşi condiții pentru varianta aspirată şi varianta supraalimentată. Ca probă de accelerație se propune accelerarea automobilului de la 0 la 100 km/h sau de la 0 la 60 mph pentru automobilele anglosaxone. Proba propusă prezintă avantajul simulării mai apropiate de realitate a modului de utilizare a acestor motoare şi nu în ultimul rând poate fi uşor verificată de către utilizator. Din punct de vedere strict tehnic proba asigură o baleiere importantă a regimului de turație a motorului astfel încât sunt puse în valoare sistemele de supraalimentare cu gestiune electronică, ceea ce în final caracterizează mai bine pe constructorul sistemului de supraalimentare.

Conform celor arătate se poate scrie:

$$\mathbf{GSD} = \frac{\mathbf{t_n}[\mathbf{s}]}{\mathbf{t_S}[\mathbf{s}]} \quad \textbf{sau} \quad \mathbf{GSD}[\%] = \frac{\mathbf{t_n}[\mathbf{s}]}{\mathbf{t_S}[\mathbf{s}]} \cdot \mathbf{100}, \tag{1.4}$$

unde $\mathbf{t_n}$ şi $\mathbf{t_s}$ reprezintă timpii de accelerație în varianta normală şi respectiv supraalimentată. **GSD** trebuie să fie mai mare ca unu sau respectiv 100 şi sugerează creşterea globală a performanțelor

Evaluarea strictă a posibilităților dinamice se poate face prin introducerea noțiunii de **Câştig Dinamic (CD)**:

$$\mathbf{CD}[\%] = \frac{\mathbf{t_n}[\mathbf{s}] - \mathbf{t_S}[\mathbf{s}]}{\mathbf{t_n}[\mathbf{s}]} \cdot \mathbf{100} \tag{1.5}$$

CD arată procentual proporția în care timpul de accelerație se micşorează prin utilizarea unui sistem de supraalimentare dat. Noțiunea este utilă pentru compararea rapidă a mai multor sisteme diferite.

1.2.2. Supraalimentarea constructivă

Supraalimentarea constructivă reprezintă în prezent clasa de supraalimentare cea mai întâlnită.

Caracteristic pentru această clasă de supraalimentare este funcționarea la sarcină plină cu presiune relativ constantă indiferent de turația motorului. Această situație de funcționare apare intrinsec în cazul utilizării compresoarelor volumetrice antrenate mecanic și este rezolvată de un regulator mecanic în cazul turbocompresorului.

Elementul definitoriu al clasei de supraalimentare constructivă constă în proiectarea de uzină a unui motor pentru furnizarea unei anumite puteri maxime în condițiile supraalimentării la o suprapresiune impusă.

Ca elemente tehnice caracteristice la supraalimentarea constructivă se pot enumera:

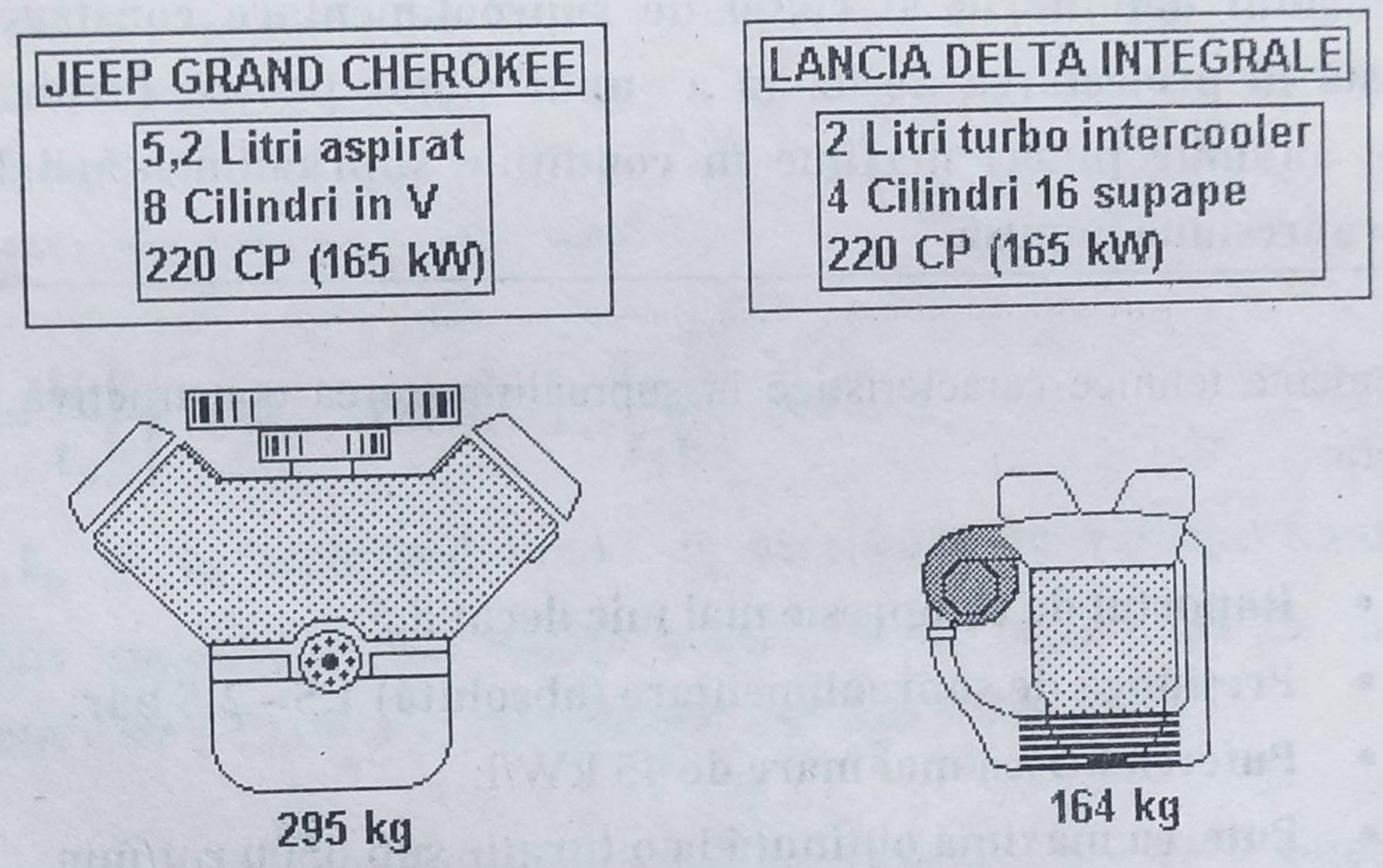
- **Raportul de compresie mai mic decât 8,5;**
- **Presiunea de supraalimentare (absolută) 1,5 - 2,5 bar;**
- **Puterea litrică mai mare de 45 kW/l;**
- **Puterea maximă obținută la o turație sub 6500 rot/min;**
- **Prezența sistemelor de protecție de tip "Ignition Cut Off";**
- **Supraalimentare prin turbo-compresor sau compresor mecanic.**

1.2.2.1. Modificări structurale la supraalimentarea constructivă

Cvasitotalitatea motoarelor supraalimentate aflate în producție curentă sunt proiectate având la bază o versiune aspirată. De aceea, cel puțin ca aspect exterior, ambele versiuni pot avea multe puncte comune însă în realitate apar diferențe esențiale. Diferențele structurale reprezintă în esență principalul motiv care permite creșterea esențială a performanțelor.

În Fig. (1-5) este prezentată o comparație edificatoare între un motor cu supraalimentare constructivă şi un motor aspirat care pot dezvolta aceeaşi putere maximă. Reprezentarea păstrează proporția dimensiunilor generale ale motoarelor.

Motorul aspirat este un exemplu tipic pentru piața SUA - Canada iar motorul supraalimentat se regăseşte cu dimensiuni şi performanțe asemănătoare şi la alți producători (Ford, Opel, Peugeot, Rover, Saab etc.)



© CGC **Fig. (1-5)** Comparație generală între doua motoare cu aceeaşi putere maximă

O modificare majoră este cauzată de necesitatea micşorării raportului de compresie față de varianta aspirată. Această modificare se realizează prin reproiectarea geometriei chiulasei şi/sau a pistoanelor, care sunt prevăzute simultan şi pentru regimuri termice şi mecanice superioare față de varianta aspirată.

În cazul motoarelor cu două supape/cilindru şi/sau cameră de ardere nesimetrică, există tendința de a realiza variantele supraalimentate cu un raport cursă/alezaj mai mare decât cel al motorului aspirat. Această soluție are avantaje suplimentare în privința arderii detonante, însă necesită

modificarea dimensională a întregului mecanism motor (arbore cotit, biele, pistoane) precum şi a blocului motor.

În acest caz, în mod evident, se naşte un motor complet nou, chiar dacă din exterior blocul motor "seamănă".

O altă modificare importantă apare la fazele de distribuție. Din cauza presiunii din galeria de admisie este posibilă apariția fenomenului de "superlavaggio" (superspălare) care constă în trecerea unei cantități de amestec carburant din galeria de admisie direct în galeria de evacuare în omentul în care supapele de admisie şi supapele de evacuare sunt simultan deschise. De aceea pentru motoarele supraalimentate sunt specifice unghiuri de încrucişare a supapelor **esențial** mai reduse față de variantele aspirate. De asemenea pentru motoarele supraalimentate prin turbocompresor de mare performanță este specifică o deschidere mai rapidă a supapelor de evacuare în scopul obținerii unui plus de energie în turbina turbocompresorului. Modificările fazelor de distribuție implică în mod evident şi modificări ale curbelor de avans la aprindere şi implicit ale sistemului de aprindere.

Pe lângă modificările enumerate, considerate ca esențiale, mai sunt specifice şi modificări suplimentare, care pot fi întâlnite într-o gamă largă de variante

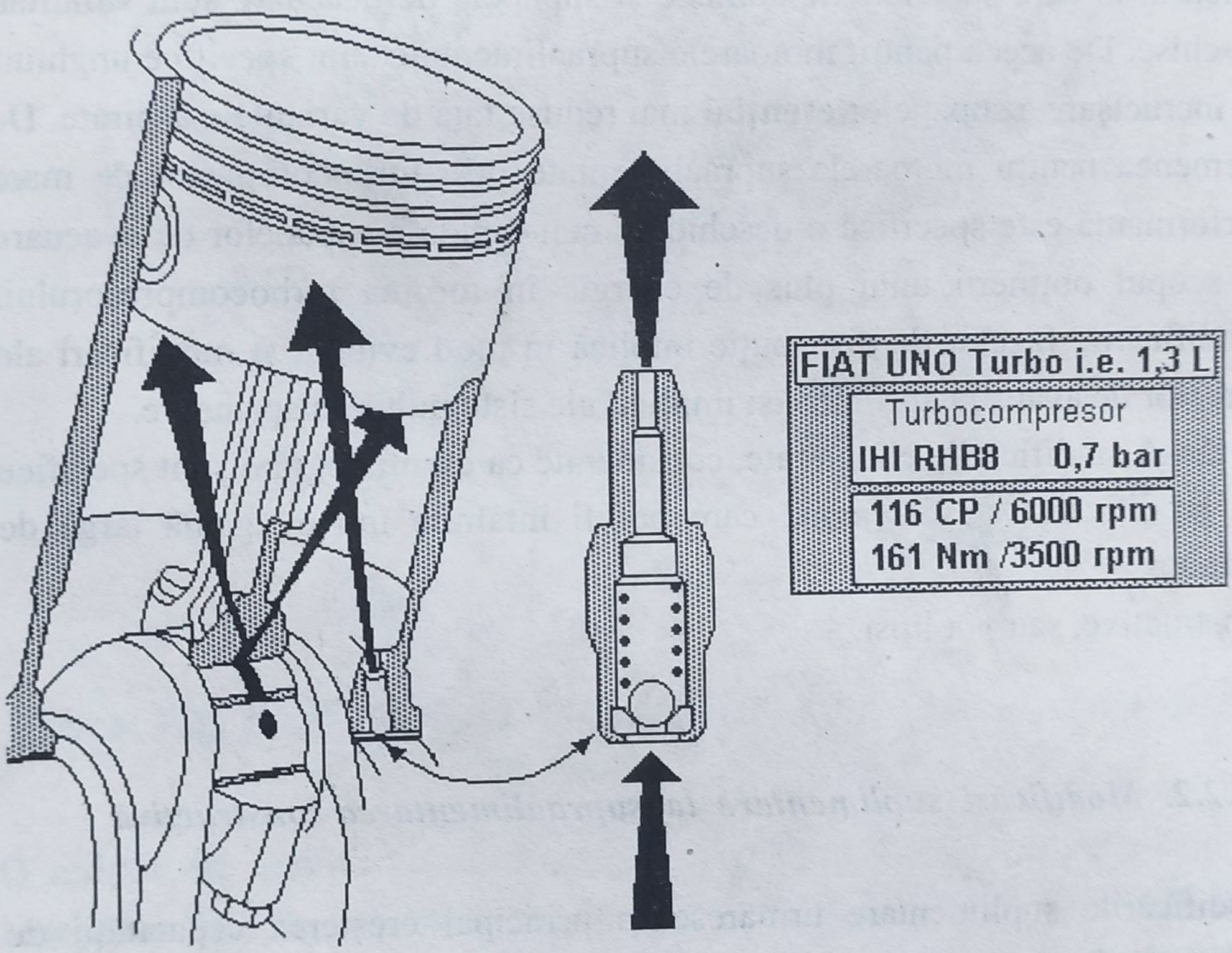
constructive, sau pot lipsi.

1.2.2.2. Modificări suplimentare la supraalimentarea constructivă

Modificările suplimentare urmăresc în principal creşterea capacității de rezistență la suprasarcină mecanică şi termică a motorului şi creşterea randamentului sistemului de supraalimentare. Creşterea capacității de rezistență la suprasarcină mecanică este realizată de regulă la nivelul pistonului, întărit prin inserții metalice şi majorări ale bolțului şi ale lagărelor acestuia. Aceste redimensionări sunt necesare întrucât presiunea maximă creşte. Sunt posibile şi redimensionări ale bielelor şi ale arborelui cotit însă acestea sunt relativ mai rare. Creşterea capacității de rezistență la

suprasarcină termică se realizează (de regulă) prin răcirea/ungerea suplimentară a pistoanelor cu ulei. Din cauza dimensiunilor relativ reduse ale mecanismului motor, soluția cea mai utilizată o reprezintă folosirea jeturilor de ulei sub piston. Stropirea pistoanelor cu ulei este în prezent considerată o soluție clasică în tehnica "turbo".

În Fig. (1-6) este prezentată soluția de răcire/ungere a pistoanelor utilizată la motorul automobilului FIAT UNO Turbo i.e..



© CGC **Fig. (1-6)** Sistem specific de răcire / ungere a pistonului cu jeturi de ulei

Jeturile de ulei sunt generate de două diuze plasate pe fiecare parte a capului bielei. Alimentarea cu ulei a diuzelor este realizată din circuitul de ungere al cuzinetului bielei. În timpul funcționării, mişcarea cvasi-circulară a diuzelor realizează deplasarea jetului pentru baleierea pistonului şi a cilindrului. Astfel este posibilă realizarea ungerii directe a bolțului şi a pistonului şi de

asemenea, realizarea unui ”nor de ulei” cu rol suplimentar în ungerea şi răcirea întregului mecanism motor. Pentru răcirea suplimentară a pistonului, în blocul motor a fost montată cea de a treia diuză, cu jet fix îndreptat relativ vertical. Diuza este alimentată din circuitul de ungere al palierului arborelui cotit. Aceasta este prevăzută prin construcție cu o supapă care se deschide la presiuni mai mari de 1,2 bar.

La unele motoare cu puteri litrice mari (peste 100 kW/l) pentru creşterea capacității de rezistență la suprasarcină termică sunt utilizate şi pistoane cu capete ceramice, soluție care “migrează” încet şi în domeniul motoarelor aspirate de mare performanță.

Pe lângă soluțiile specifice cu un pronunțat caracter “turbo” sunt utilizate şi soluții tradiționale cum ar fi: răcirea suplimentară a uleiului, ventilatoare cu viteză variabilă, pompe de ulei cu debite majorate etc. Creşterea randamentului sistemului de supraalimentare se realizează prin introducerea în circuitul de admisie a unui răcitor intermediar de tip aer/aer (intercooler) şi prin reproiectarea galeriilor de admisie şi evacuare.

Spre deosebire de motoarele aspirate, la care lungimea şi secțiunea galeriilor urmăresc realizarea fenomenelor de undă rezonantă, tehnica supraalimentării evită producerea acestui fenomen. În plus pierderile de presiune gazodinamică sunt mult mai puțin importante şi de aceea în cele mai multe cazuri, la aceeaşi putere maximă, galeriile unui motor “turbo” prezintă secțiuni mai mici şi coturi mai pronunțate decât cele “aspirate”.

Ca tehnică generală “cuplarea scurtă” este cea mai folosită în special la circuitul gazelor arse unde turbocompresorul este montat direct pe colectorul de evacuare.

1.2.2.3. Controlul supraalimentării constructive

În ultimii ani majoritatea motoarelor supraalimentate de automobil au implementate sisteme electronice de control al supraalimentării. Primele sisteme (rudimentare) de control au apărut la începutul anilor ’70, când s-a

introdus sistemul de protecţie "Ignition Cut Off". Acest sistem (generalizat în prezent) întrerupe circuitul de aprindere atunci când presiunea de supraalimentare depăşeşte accidental o limită impusă de proiectant. Intrarea în funcţionare de tip "tot-nimic" a acestui sistem introduce solicitări mecanice brutale, astfel încât s-au imaginat diverse alte soluţii în acelaşi scop. De regulă sistemele electronice intervin asupra regulatorului "waste-gate" (pentru "turbo") sau a supapei "pop-off" (la supraalimentare mecanică) în scopul diminuării presiunii de supraalimentare, în special la apariţia arderii detonante sau la schimbarea cifrei octanice a benzinei.

1.2.2.4. Indicatori tehnici la supraalimentarea constructivă. Gradul de Supraalimentare Relativă şi Gradul de Supraalimentare Absolută

Spre deosebire de cazul supraalimentării adiţionale, pentru un motor la care s-a adoptat varianta supraalimentări încă din faza de proiectare, performanţele acestuia sunt în exclusivitate meritul constructorului. De aceea indicatorii tehnici propuşi urmăresc în esenţă performanţele absolute ale motorului şi nu câştigul obţinut prin supraalimentare. În cele ce urmează autorii propun noţiunea de **Grad de Supraalimentare Relativă (GSR)**. Noţiunea are la bază observaţia (unanim recunoscută) a existenţei unui prag tehnic (şi psihologic) în ceea ce priveşte depăşirea puterii litrice de 100CP/l. În acest context **GSR** raportează puterea litrică a unui motor dat la puterea de 100 CP/l. **GSR** se poate calcula procentual cu relaţia:

$$\mathbf{GSR[\%]=\frac{P_{max}[kW]}{745\cdot V\left[m^3\right]\cdot 100[CP/l]}\cdot 100}, \qquad (1.6)$$

unde $\mathbf{P_{max}[kW]}$ reprezintă puterea maximă a motorului iar $\mathbf{V\left[m^3\right]}$ reprezintă cilindreea acestuia.

Acest indicator arată măsura în care un motor dat este mai performant sau nu (prin prisma puterii litrice) față de un motor standard supraalimentat (etalon) cu puterea litrică de 100 CP/l. O altă noțiune care derivă imediat din **GSR** este **Gradul de Supraalimentare Absolută (GSA).** Acesta are la bază existența unei limite tehnologice şi conceptuale în ceea ce priveşte depăşirea puterii litrice de 200 CP/l pentru motoarele aspirate. Facem precizarea că unele motoare experimentale au reuşit puteri superioare, însă inclusiv cele mai performante motoare utilizate la F1 nu depăşesc cu 10% acest parametru. Dacă se păstrează notațiile utilizate pentru **GSR**, **GSA** se poate calcula procentual cu relația:

$$\mathbf{GSA[\%]} = \frac{\mathbf{P_{max}[kW]}}{\mathbf{745 \cdot V\left[m^3\right] \cdot 200[CP/l]}} \cdot \mathbf{100} \tag{1.7}$$

sau strict în valoare absolută:

$$\mathbf{GSA} = \frac{\mathbf{GSR[\%]}}{\mathbf{200}} \tag{1.8}$$

Semnificația **GSA** este total diferită față de **GSR**. **GSA** este singurul indicator care arată câştigul absolut al supraalimentării la un motor de cilindree dată. Valori mai mici de 1 sau 100% arată că aceeaşi putere se poate obține fără supraalimentare. Valori superioare arată că puterile necesare nu puteau fi realizate decât prin aplicarea unor procedee de supraalimentare.

1.2.3. Supraalimentarea parametrică

Supraalimentarea parametrică este soluția tehnică care permite realizarea celor mai ridicate performanțe în două direcții de dezvoltare diametral opuse.

Prima direcție urmărește dezvoltarea calităților dinamice, a puterii litrice şi a raportului putere/greutate şi este axată cu predilecție în zona competițiilor automobilistice de înalt nivel şi al automobilelor sport de mare performanță. Cu titlu de interes se poate menționa faptul că datorită super-performanțelor care se pot realiza prin această metodă, supraalimentarea (parametrică) a fost interzisă în cadrul competițiilor de F1 începând cu anul 1989 (din cauza riscului crescut de accidente).

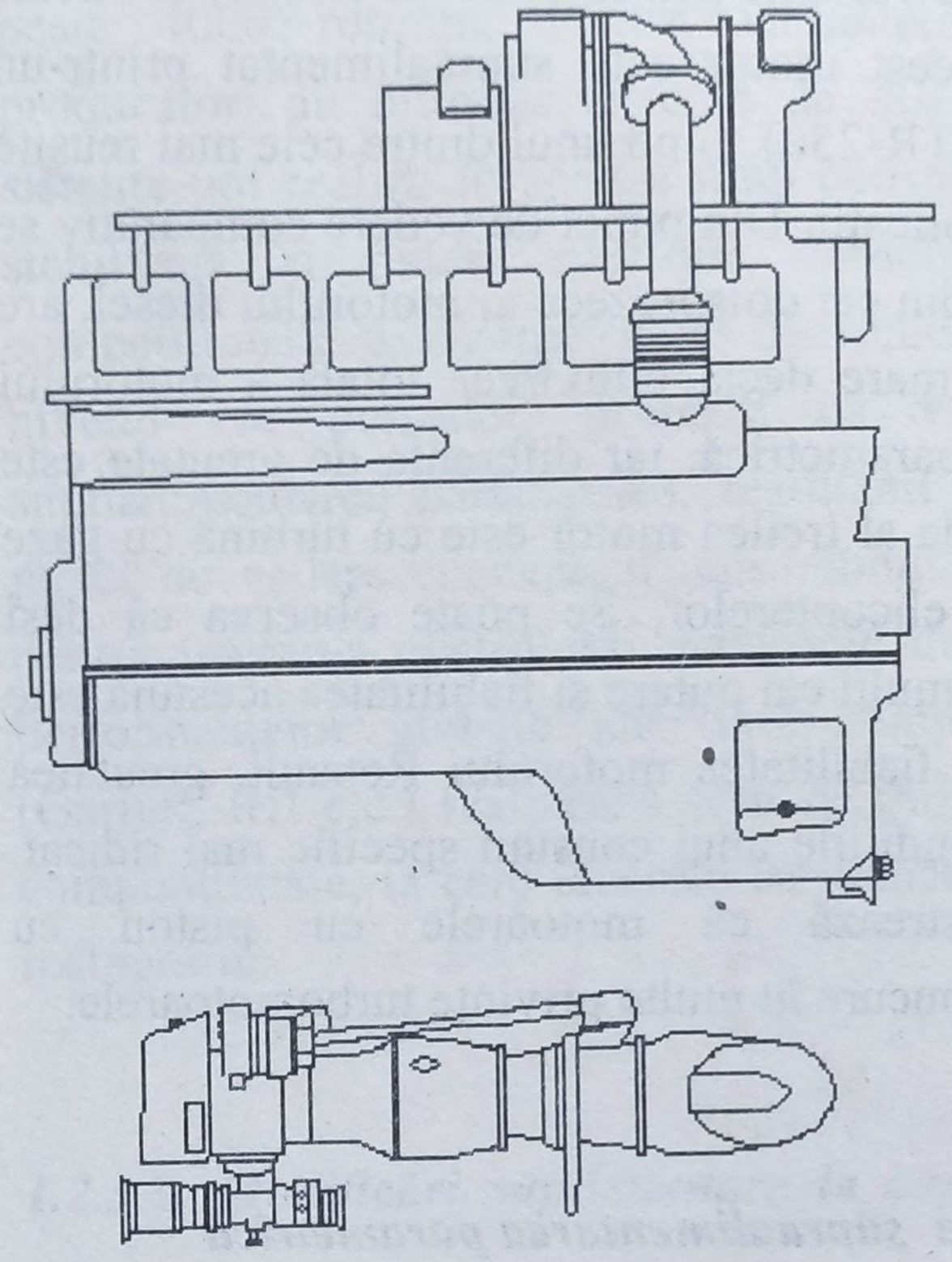
Cealaltă direcție de dezvoltare a supraalimentării parametrice urmăreşte aplicațiile comerciale în care este necesară realizarea unui motor care să combine consumul redus de carburant în cazul funcționării cu sarcini parțiale joase, cu o putere maximă ridicată. În acest context se poate remarca tendința generală de aplicare a supraalimentării parametrice (în forme simplificate) chiar şi în cazul motoarelor (comerciale) cu performanțe medii.

Elementul definitoriu al clasei de supraalimentare parametrică îl constituie variația controlată (electronic) a presiunii de supraalimentare în funcție de turația motorului în scopul unei mai bune utilizări ale rezervelor structurale ale motorului şi ale (turbo)compresorului.

Deşi din punct de vedere teoretic supraalimentarea parametrică poate fi realizată prin majoritatea variantelor de supraalimentare cunoscute, din punct de vedere practic acest procedeu rămâne apanajul cvasi-exclusiv al supraalimentării prin turbo-compresor. Ca elemente tehnice caracteristice la supraalimentarea parametrică de mare performantă se pot enumera:

- **Presiunea de supraalimentare 2 - 5 bar**;
- **Puterea lirică 200 - 600 kW/l**;
- **Puterea maximă obținută la o turație mai mare de 7000 rot/min**;
- **Turația de mers în gol mai mare de 1500 rot/min**.

În Fig. (1-7) este prezentat comparativ unul dintre cele mai performante motoare cu supraalimentare parametrică.

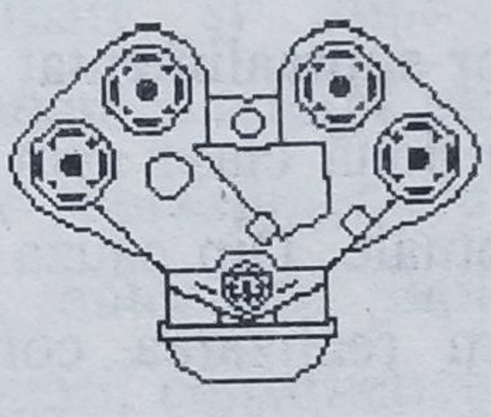


MAYBACH MERCEDES BENZ
MB 820 Bb Turbo diesel

Cilindree: 60 L
Numar cilindrii: 12 V
Putere: 1100 CP / 1500 rpm
Greutate: 6800 kg

TURBOMECA TURMO III C4

Putere: 1300 CP / 28500 rpm
Greutate: 225 kg



RENAULT-GORDINI F1

Cilindree: 1,5 L
Numar cilindrii: 6V
Putere: 1060 CP / 10500 rpm
Greutate: 125 kg

© CGC **Fig. (1-7)** Comparație între trei motoare cu aproximativ aceeaşi putere maximă

Reprezentarea (care păstrează proporţiile), alătură motorul RENAULT, utilizat în anul 1988 în cadrul competiţiilor de F1, de alte două motoare, consacrate în domenii de aplicaţii diferite, numitorul comun al celor trei motoare fiind aproximativ aceeaşi putere maximă.

Astfel, a fost ales pentru comparaţie motorul diesel MAYBACH MERCEDES MB 820 utilizat (de exemplu) la peste 25 de tipuri diferite de locomotive şi construit sub diverse variante pentru aplicaţii terestre şi navale în peste 20000 de unităţi. Şi acest motor este supraalimentat printr-un turbocompresor (Brown-Boveri VTR-250), fiind unul dintre cele mai reuşite motoare din clasa respectivă de aplicaţii. Din punct de vedere comparativ se poate sublinia că fiecare cilindru din cei doisprezece ai motorului diesel, are un volum de peste trei ori mai mare decât cilindreea totală a motorului RENAULT cu supraalimentarea parametrică, iar diferenţa de greutate este mai mult decât edificatoare. Cel de al treilea motor este cu turbină cu gaze TURBOMECA şi este destinat elicopterelor. Se poate observa că deşi TURMO III C4 poate furniza mai mulţi cai putere şi fiabilitatea acestuia este în mod cert mai ridicată faţă de fiabilitatea motorului Renault, greutatea acestuia este aproape dublă, în condiţiile unui consum specific mai ridicat. Acest ultim exemplu demonstrează că motoarele cu piston cu supraalimentare parametrică pot concura în multe privinţe turbomotoarele.

1.2.3.1. Modificări structurale la supraalimentarea parametrică

Majoritatea motoarelor cu supraalimentare parametrică aflate în exploatare curentă sunt proiectate având la bază un motor supraalimentat constructiv. Modificările structurale care diferenţiază cele două clase sunt în cea mai mare parte de natură tehnologică şi nu conceptuale. Din cauza solicitărilor mari de natură termică şi mecanică, pentru realizarea componentelor motorului sunt utilizate cele mai performante materiale şi tehnologii de execuţie. Astfel, la aceste motoare bielele realizate din aliaje de titan şi pistoanele cu cap ceramic pot fi considerate "clasice".
Din punct de vedere conceptual diferenţele apar datorită specificului de utilizare. De regulă camerele de ardere şi fazele de distribuţie sunt studiate pentru realizarea cuplului maxim la sarcină plină în zona turaţiilor mari, în detrimentul sarcinilor parţiale mici la turaţii reduse, care sunt din acest

motiv puternic penalizate. Pentru aceste motoare turațiile de mers în gol pot să se situeze lejer peste 2000 rot/min, iar "personalitatea" sportivă începe la peste 4000 rot/min. Pentru variantele destinate comercializării unii producători au introdus sisteme de distribuție cu faze variabile. Aceste sisteme pot realiza în acelaşi timp consumuri rezonabile la rulaj cu viteză stabilizată şi puteri specifice deosebite. Pe măsură ce fiabilitatea competițională a sistemelor de distribuție cu fază variabilă va ajunge la nivelul corespunzător, probabil că va fi generalizată împreună cu supraalimentarea parametrică, rezultând motoare polifuncționale. Tot din punct de vedere conceptual, ansamblul turbocompresorului este proiectat pentru uşurarea controlului electronic de mare eficiență. Pentru creşterea performanțelor globale ale turbo-compresoarelor, firmele de prestigiu (Garrett, IHI etc.) realizează serii de turbo-compresoare destinate utilizării competiționale, la care lagărele cu alunecare au fost înlocuite de lagăre cu rostogolire.

1.2.3.2. Modificări suplimentare la supraalimentarea parametrică

Modificările suplimentare urmăresc în general obținerea unei puteri specifice mari şi sunt concepute pentru realizarea unei răciri corespunzătoare a tuturor elementelor constructive ale ansamblului motor-instalație de supraalimentare, precum şi pentru creşterea randamentului de umplere al motorului. Suplimentar față de soluțiile utilizate în tehnica supraalimentării constructive este introdusă răcirea individuală a supapelor prin tuburi termice şi utilizarea pompelor multiple de lichid de răcire în scopul diminuării gradientului termic între diversele zone ale motorului. Întâlnită şi la supraalimentarea constructivă, soluția răcirii cu apă a turbocompresorului este generalizată, eventual împreună cu o pompă (electrică) separată,a de lichid.

Pentru creşterea randamentului de umplere, pe lângă soluții tradiționale de tip multi-supape, apar soluții specifice. Una dintre aceste soluții constă în

preinjecția de apă sau alcool în scopul creşterii eficienței răcitorului intermediar şi a evitării arderii detonante. Creşterea eficienței răcitorului intermediar mai este realizată şi prin utilizarea unor jeturi de apă exterioare, acționate tot prin comandă electronică. Aceste tehnici sunt frecvente la automobilele destinate competițiilor în deşert sau la VTM (viteză pe traseu montan) unde vitezele medii sunt relativ reduse (specifice competițiilor), iar ventilația naturală este insuficientă. Un caz particular la clasa de supraalimentare parametrică îl constituie introducerea restrictorului turbo. Acest dispozitiv foarte simplu (care reprezintă în esență un tub Venturi sonic) are rolul de a limita debitul maxim de aer care poate fi introdus în motor şi implicit micşorarea puterii maxime a motorului. În cadrul multor competiții, în scopul egalizării implicite a şanselor participanților, aceste dispozitive standardizate sunt obligatorii

Din alt punct de vedere, în cazul utilizării restrictorului turbo proiectanții pot modifica fazele distribuției şi geometria galeriilor pentru a se putea realiza puterea maximă (limitată) într-o gamă cât mai largă de turații ale motorului (prin modificarea presiunii de supraalimentare).

1.2.3.3. Controlul supraalimentării parametrice

Supraalimentarea parametrică nu este posibilă fără un riguros control electronic al motorului şi al turbocompresorului. În ansamblu sistemul electronic de comandă are rolul de a pune în valoare atât motorul cât şi turbocompresorul.

Corelarea funcționării celor două agregate precum şi comanda predictivă a unui element în vederea modificării parametrilor de funcționare ai celuilalt, reprezintă esența obținerii unor performanțe ridicate.

În principiu cantitatea mare de informații procesate în timp real implică utilizarea unor sisteme de calcul performante, astfel încât în anii 86-87 pentru motoarele de F1 s-a ajuns la 6 microprocesoare cu procesare paralelă. Un rol important al sistemului electronic de comandă este de diminuare a

fenomenului "turbo-lag", prezentat în detaliu în ultimul capitol. Practic cele mai avansate sisteme de comandă a motoarelor au fost realizate în acest scop.

1.2.3.4. Indicatori tehnici la supraalimentarea parametrică

Pentru caracterizarea clasei de supraalimentare parametrică pot fi utilizați în mod natural indicatorii tehnici propuşi la clasa de supraalimentare constructivă. Aceşti indicatori (**GSR** şi **GSA**) pot sintetiza şi grupa performanţe importante ale motorului însă pentru o caracterizare completă a clasei de supraalimentare parametrică se propune indicatorul specific **Coeficientul de suplețe (CS)**. Acesta arată capacitatea motorului de a furniza aceeaşi putere într-o zonă cât mai largă de turații, proprietate esențială şi unică a clasei de supraalimentare parametrică. **CS** se poate calcula cu relația:

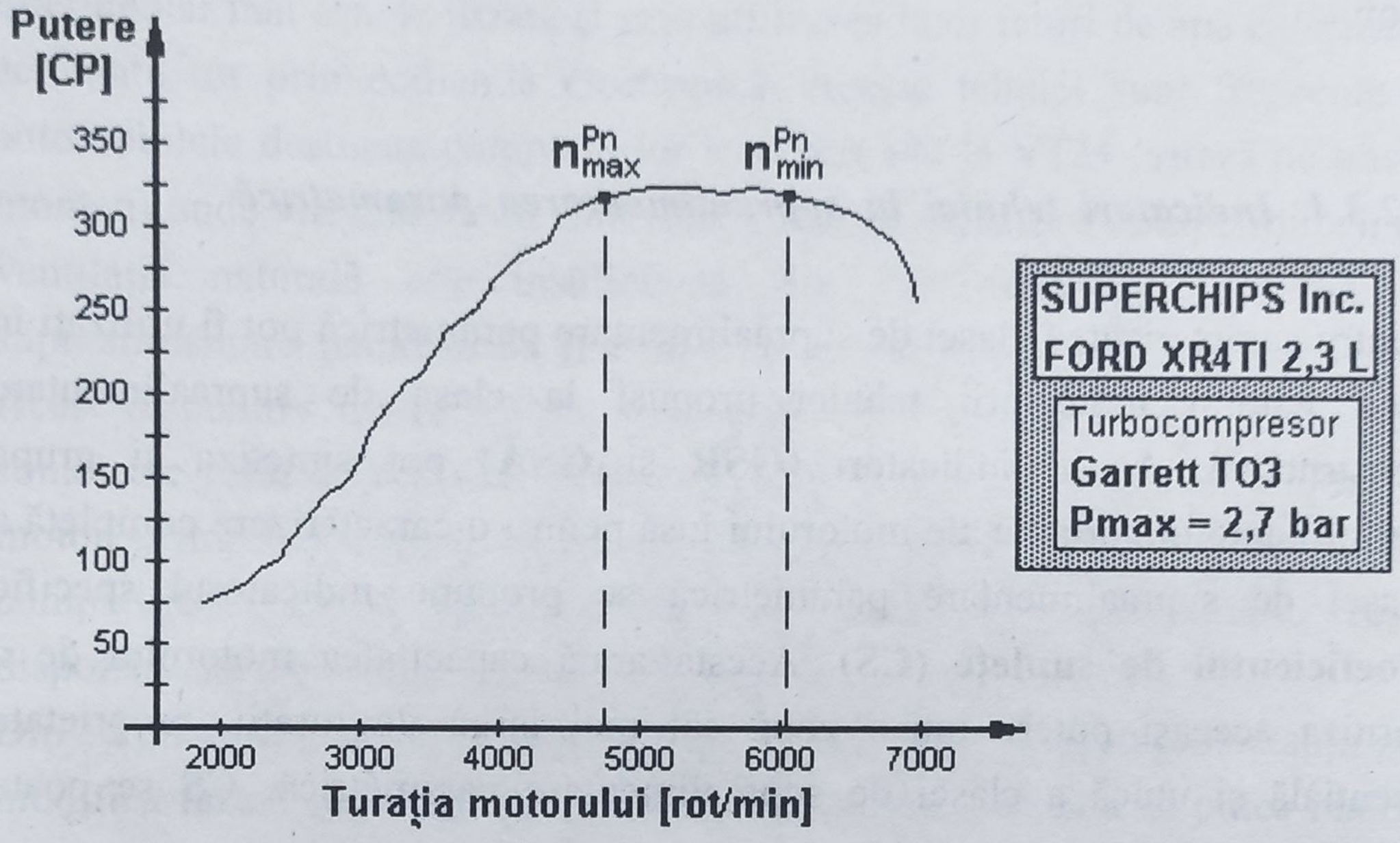
$$CS = \frac{n_{max}^{P_n}[rot/min]}{n_{min}^{P_n}[rot/min]}, \qquad (1.9)$$

unde $n_{max}^{P_n}$ este turația maximă la care se poate obține puterea nominală iar $n_{min}^{P_n}$ este cea mai mică turație la care se poate obține puterea nominală.

Pentru motoarele cunoscute **CS** poate fi cuprins între 1 şi 1,4, dar în teorie este posibilă obținerea unui **CS** mai mare ca 2

În Fig. (1-8) este prezentată caracteristica de putere obținută de firma SUPERCHIPS Inc. prin aplicarea supraalimentării parametrice la motorul unui automobil FORD XR4TI destinat comercializării. În varianta originală, motorul de 2,3 L cu supraalimentare constructivă dezvoltă 220 CP în vecinătatea pragului de 100 CP/litru. Prin aplicarea supraalimentării parametrice s-au obținut cu aproximație 320 CP în intervalul 4800 - 6000

rot/min, ceea ce corespunde unui **CS** = 1,25.



© CGC **Fig. (1-8)** Zonă de putere constantă obținută prin supraalimentare parametrică

Un alt parametru propus pentru caracterizarea capacității de gestiune a unui sistem de supraalimentare parametrică este **Coeficientul de finețe** (CF), care arată procentual raportul dintre puterea maximă absolută P_{MA} și puterea maximă limitată P_{ML} care se poate obține la o anumită turație, de regulă la turația de cuplu maxim:

$$CF[\%] = \frac{P_{MA}[kW]}{P_{ML}[kW]} \cdot 100 \qquad (1.10)$$

Pentru determinarea P_{MA} și P_{ML} motorul este adus la parametrii termici nominali (temperatura lichidului de răcire și a uleiului), după care este încărcat la sarcina maximă pe care o poate furniza, menținându-se turația constantă. Valoarea cea mai ridicată care poate fi dezvoltată reprezintă

P_{MA}. După un timp de funcționare la acest regim de lucru, temperatura în unele zone ale motorului începe să depăşească valorile admisibile şi/sau începe să apară funcționarea cu ardere detonantă. În aceste condiții sistemul de control electronic trebuie să limiteze presiunea de supraalimentare, astfel încât temperaturile să se stabilizeze şi să nu fie prejudiciată funcționarea motorului. Din acest motiv apare o scădere automată a puterii furnizate. Puterea care mai poate fi dezvoltată după o perioadă de timp (1 min.) reprezintă P_{ML}.

La un sistem de supraalimentare parametrică de performanță, **CF** rezultă mai mare ca 100 şi este cu atât mai mare cu cât producătorul foloseşte mai bine capacitatea de suprasarcină termică a motorului. **CF** cu valoarea apropiată de 100 "trădează" un sistem de supraalimentare care ori nu foloseşte în întregime, ori poate depăşi capacitatea de suprasarcină a motorului. Practic **CF** arată cu cât poate fi încărcat suplimentar un motor pentru o perioadă scurtă de timp, de exemplu în cazul unei depăşiri.

În Fig. (1-9) este prezentată evoluția în timp (la turația constantă de 3000 rot/min) a puterii motorului automobilului SAAB 900 Turbo, echipat cu sistemul de supraalimentare parametrică APC. Conform caracteristicii prezentate rezultă **CF** = 123%.

Analog cu **CF**, care arată capacitatea de suprasarcină termică se propune **Coeficientul de Reglaj (CR)**. Acesta arată capacitatea de suprasarcină structurală. Ca măsură a acestui coeficient poate fi utilizată variația maximă a presiunii de supraalimentare în toată gama de turație a motorului în condiția funcționării pe caracteristica de turație la sarcină totală.

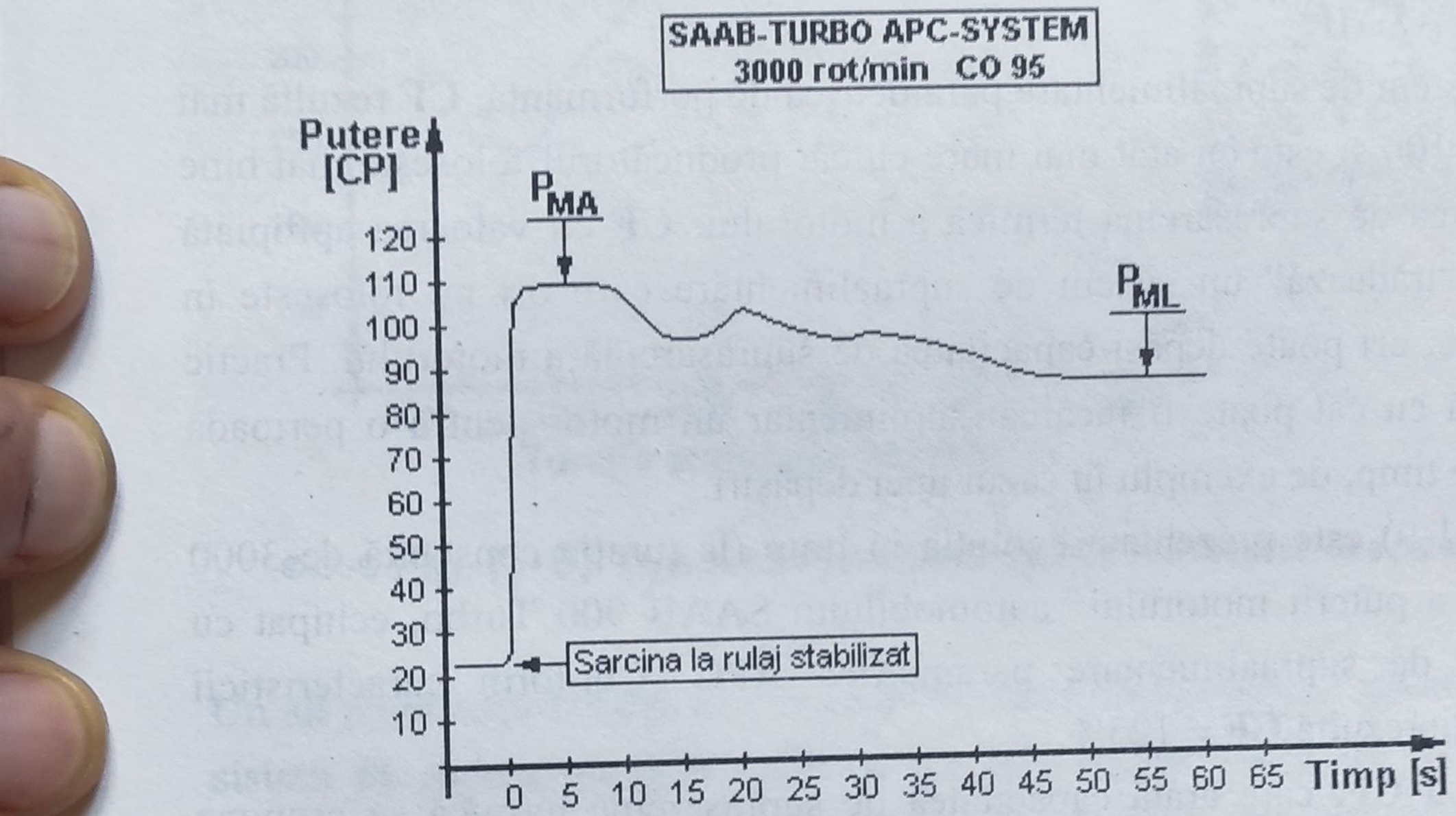
Pentru simplificare şi în scopul unei determinări mai simple **CR** poate fi calculat cu relația:

$$\mathbf{CR} = \frac{\mathbf{pM_{max}\,[bar]}}{\mathbf{pP_{max}\,[bar]}}, \qquad (1.11)$$

unde $\mathbf{pM_{max}}$ reprezintă presiunea la care se obține cuplul maxim iar

$\mathbf{pP_{max}}$ reprezintă presiunea la care se obţine puterea maximă.

Avantajul relaţiei de calcul constă în faptul că ambele presiuni se regăsesc (în principiu) în datele tehnice furnizate de constructor şi că cele două valori reprezintă, pentru cele mai multe aplicaţii, presiunea minimă şi maximă în condiţia obturatorului complet deschis.



© CGC **Fig. (1-9)** Dependenţa în timp a puterii maxime (la turaţie constantă)

Se face însă observaţia că la unele sisteme moderne de comandă este posibilă reglarea presiunii de supraalimentare în domeniul turaţiilor foarte joase sub valoarea $\mathbf{p_{P_{max}}}$ în scopul evitării zonei de pompaj a turbocompresorului. În acest caz, în mod evident, valoarea lui **CR** se schimbă, performanţele dinamice ale motorului rămânând aproximativ aceleaşi.

În majoritatea cazurilor **CR** este mai mare ca 1 chiar şi pentru motoarele la care nu a fost prevăzut controlul electronic al presiunii de supraalimentare. Pentru realizările deosebite (destinate comercializării) **CR** poate depăşi

valoarea 2.

1.3. INFLUENȚA ARDERII DETONANTE

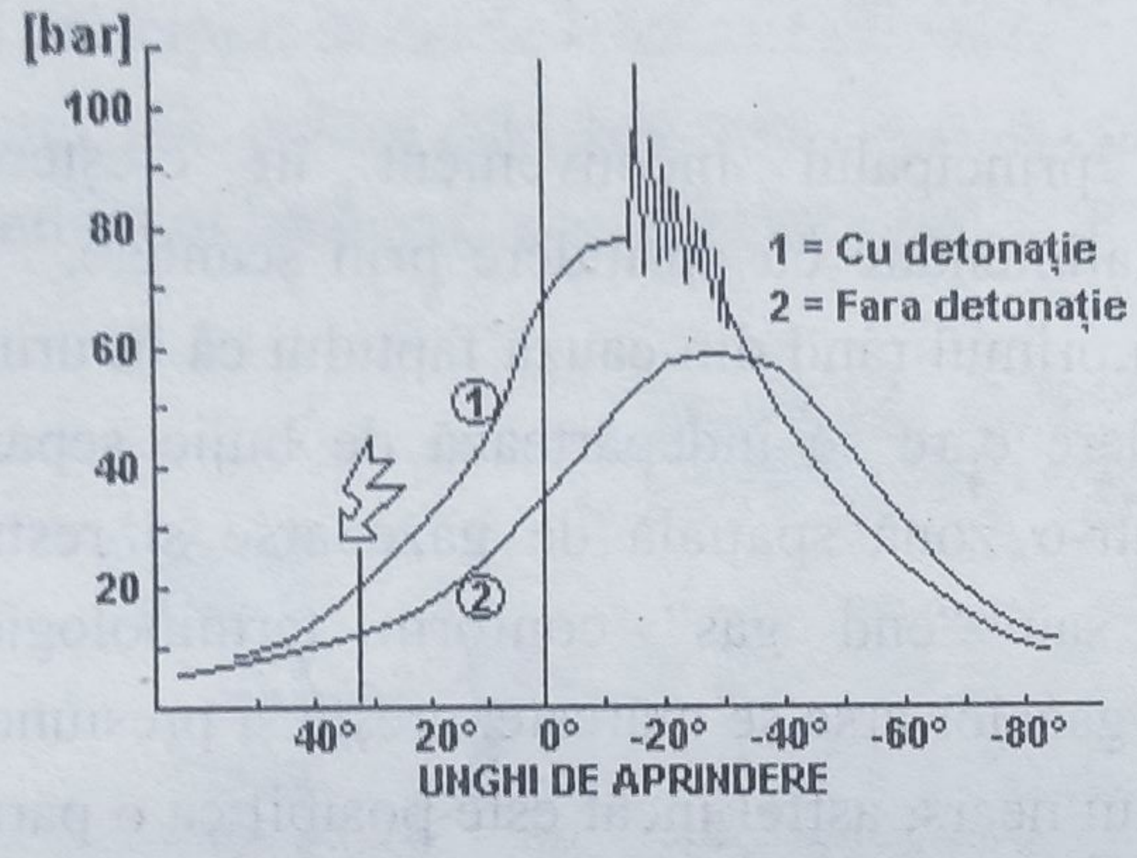
Arderea detonantă reprezintă principalul inconvenient în creşterea performanțelor motoarelor supraalimentate cu aprindere prin scânteie. În esență arderea detonantă apare în primul rând din cauza faptului că în urma apariției scânteii, frontul de ardere care se îndepărtează de bujie separă gazele din camera de ardere într-o zonă spațială de gaze arse şi restul volumului de amestec nears, sau "end gas" conform terminologiei anglosaxone. În timp ce volumul gazelor arse se măreşte, creşte şi presiunea şi implicit temperatura amestecului nears, astfel încât este posibil ca o parte din amestecul rămas să se autoaprindă înainte ca să fie ajuns de frontul de flacără. Caracteristic pentru autoaprindera amestecului, este deflagrația care generează un front intens de presiune. Acesta se reflectă de multe ori de pereții camerei de ardere producând o vibrație specifică care solicită suplimentar mecanismul motor. Posibilitatea de apariție a arderii detonante creşte pe măsură ce se măreşte presiunea de supraalimentare, astfel încât pentru un motor dat, din acest punct de vedere există o limită care nu poate fi depăşită.

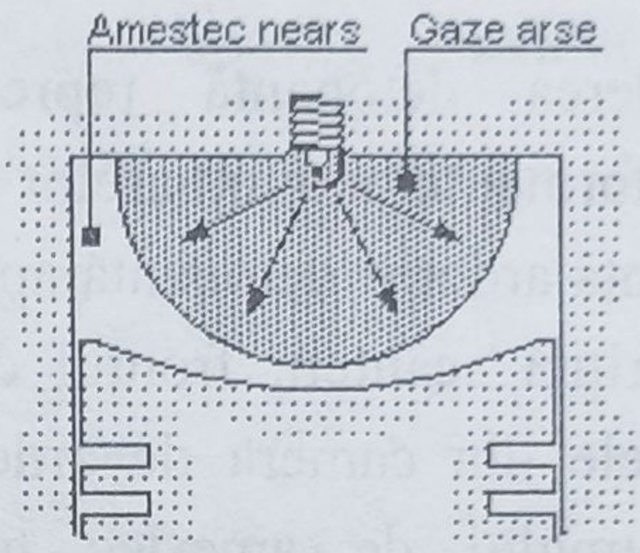
În Fig (1-10) este prezentată evoluția presiunii în camera de ardere în absența şi în prezența arderii detonante, în condiția în care cuplul motor rămâne aproximativ acelaşi.

Se poate remarca faptul că în prezența arderii detonante solicitările mecanice pot creşte cu 80% iar creşterea presiunii de supraalimentare în acest caz este absolut neindicată.

Din punct de vedre al fenomenului, tendința de detonație este cu atât mai mică cu cât timpul necesar combustiei amestecului carburant este mai mic. Din acest motiv regimurile de turație ridicată, precum şi cilindreea unitară cât mai mică, favorizează mai puțin detonația. Acesta este şi unul dintre motivele pentru care la motoarele actuale de mare performanță, pentru aceeaşi cilindree s-a renunțat la un număr redus de cilindri cu alezaj mare

(4, 6 sau 8) în favoarea unui număr mai mare de cilindri, cu alezaje mai mici (10, 12 sau 16), care lucrează la peste 10000 rot/min.





© CGC **Fig. (1-10)** Evoluția presiunii în camera de ardere în prezența detonației

Din punct de vedere conceptual se utilizează următoarele principii pentru combaterea detonației:

1. ***Minimizarea timpului absolut al combustiei amestecului carburant,*** care se poate realiza utilizând următoarele soluții tehnice:
   - **Cameră de ardere cât mai compactă sau cât mai apropiată de o semisferă astfel încât parcursul frontului de ardere să fie cât mai scurt, sau un raport cursă/alezaj cât mai mare;**
   - **Viteză de ardere cât mai ridcată care se poate obține prin realizarea unui amestec mai bogat şi a turbulenței intense în camera de ardere;**
   - **Dispunerea bujiei în poziție centrală în scopul simetrizării şi minimizării traseului frontului de ardere sau utilizarea a două bujii în scopul divizării traseului frontului de ardere;**

2. ***Menținerea la temperatură cât mai scăzută a amestecului nears*** pentru care se pot aplica următoarele soluții tehnice:

- **Răcirea camerei de ardere cu predilecție în zona de poziționare a amestecului nears precum şi o răcire generală a camerei de ardere cât mai intensă;**
- **Tubulatura de aspirație izolată termic de restul compartimentului motor;**
- **Utilizarea amestecurilor stratificate care să realizeze în zonele cele mai îndepărtate de bujie amestecuri foarte sărace;**
- **Dispunerea bujiei cât mai aproape de zona cu temperatura cea mai ridicată din camera de ardere;**
- **Injecție suplimentară de lichide (apă, metanol) cu rol de inhibare a detonației şi a răcirii suplimentare a amestecului carburant.**

Multitudinea de elemente care contribuie la apariția sau la inhibiția arderii detonante, precum şi condițiile instantanee de funcționare ale unui motor, fac imposibilă stabilirea unui prag fix între funcționarea normală şi apariția arderii detonante. Stabilirea apariției regimurilor de funcționare incorecte precum şi realizarea în timp real a măsurilor de revenire la funcționarea normală reprezintă atribute importante ale sistemului de gestiune electronică a unui motor.

În cazul motoarelor supraalimentate şi în mod special în cazul motoarelor cu supraalimentare parametrică aceste funcții devin esențiale. Pentru implementarea acestor funcții, sistemele de gestiune electronică utilizează informațiile generate de mai multe traductoare amplasate pe motor (în funcție de sistem), unele dintre acestea fiind concepute special pentru acest tip de aplicație.

1.4. TRADUCTOARE UTILIZATE LA CONTROLUL SUPRAALIMENTĂRII

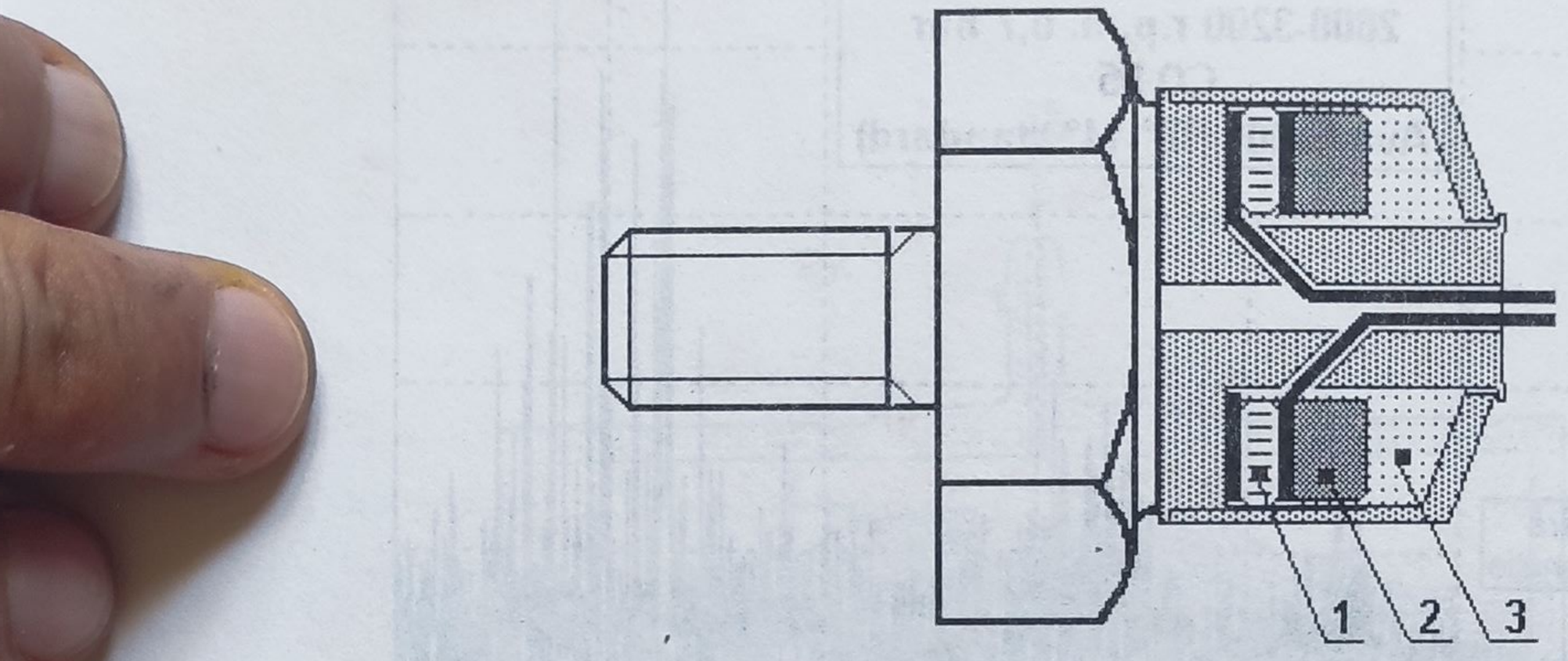
În general, pentru controlul/comanda supraalimentării, sistemele de gestiune electronică folosesc semnalele generate de trei traductoare principale care

furnizează informații despre apariția arderii detonante, despre presiunea de supraalimentare, precum şi despre turația motorului. Semnalele generate de aceste traductoare, precum şi semnalele provenite de la alte traductoare considerate secundare, pot fi utilizate în comun şi de celelalte sisteme de control ale motorului (injecție şi/sau aprindere) sau, pot fi utilizate în exclusivitate numai pentru controlul supraalimentării. Pentru aplicațiile comerciale există în prezent tendința de a se realiza un sistem de calcul unic pentru toate funcțiile de comandă/control ale motorului, spre deosebire de sfera competițională unde volumul important de calcule şi de informații prelucrate în timp real necesită separarea sistemelor.

1.4.1. Traductorul de detonație

Traductoarele de detonație sunt în esență accelerometre piezo-electrice dezvoltate special pentru aplicații auto. Ele pot pune în evidență modificarea regimului de vibrație al unui motor atunci când în funcționarea acestuia apare regimul de ardere detonantă. Din acest motiv traductoarele de detonație se montează rigid pe blocul motor sau pe chiulasă în zone de concentrare a vibrațiilor, în care amplitudinea acestora este cât mai mare.
În Fig. (1-11) este prezentată structura principială a unui traductor de detonație.
Ca element sensibil, cavasitotalitatea traductoarelor utilizează un element piezoelectric, de obicei un cristal de cuarț, de forma unui disc (1) găurit (conform desenului) sau negăurit. Aceste cristale au proprietatea de a genera o tensiune proporțională cu forța care acționează asupra lor. Ca element de excitație a cristalului este utilizată o masă seismică (2) cu greutate cât mai mare. Întregul ansamblu este dispus în interiorul unei carcase care realizează în acelaşi timp şi precomprimarea prin intermediul unui elastomer (3) injectat în interior. Semnalul electric este cules de doi electrozi cilindrici plani, plasați pe fiecare parte a cristalului de cuarț.
Semnalul electric generat de astfel de traductoare la apariția arderii

detonante depinde în mare măsură de tipul motorului, starea tehnică a acestuia şi tipul traductorului. În general există două tendințe de interpretare a semnalelor, în funcție de tipul constructiv al traductorului, în scopul acoperirii unei game cât mai largi de motoare cu funcționare în condiții cât mai diverse.



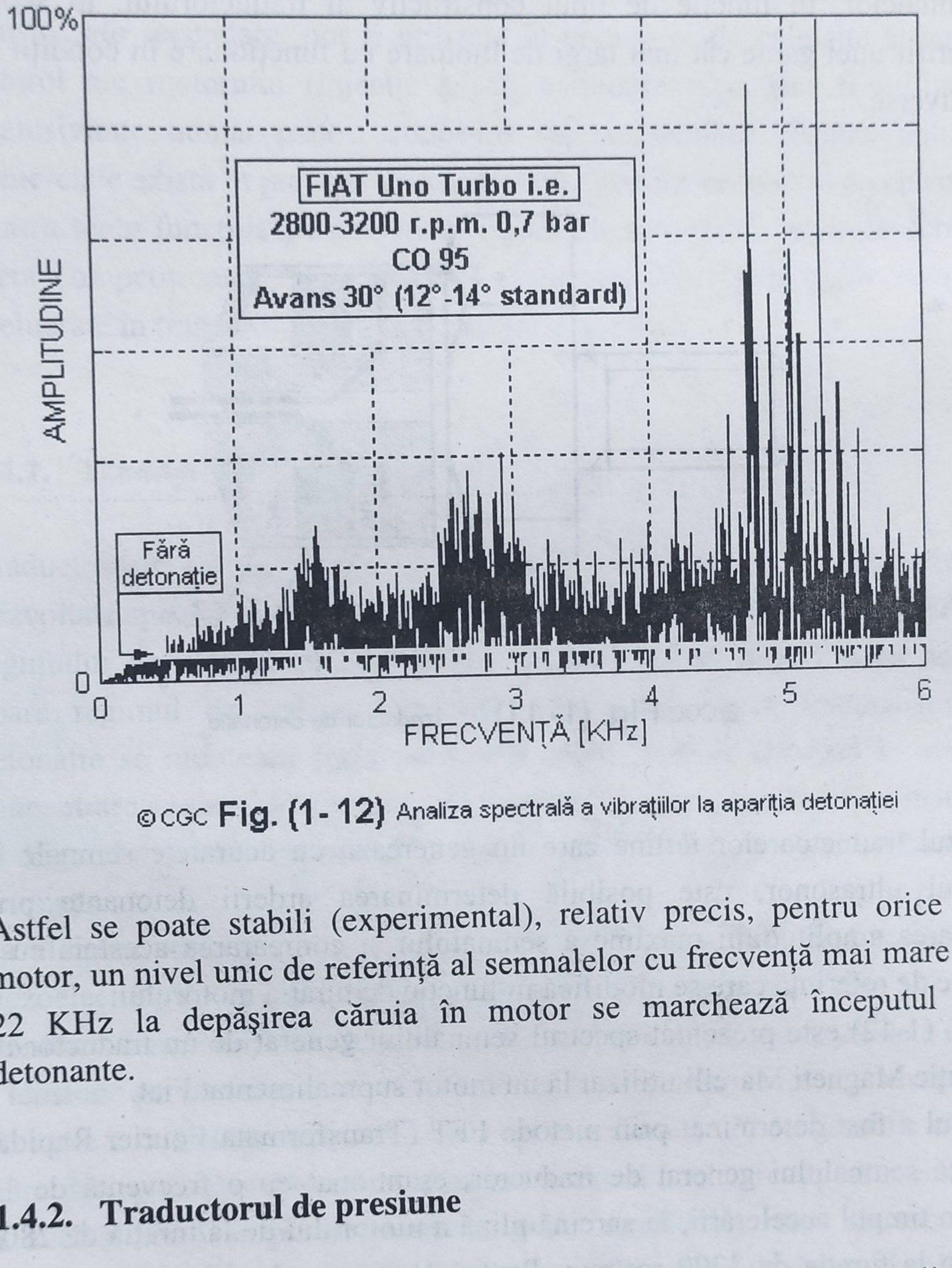
© CGC **Fig. (1-11)** Traductor de detonație

În cazul traductoarelor ieftine care nu generează cu acuratețe semnale în spectrul ultrasonor, este posibilă determinarea arderii detonante prin măsurarea amplitudinii maxime a semnalului şi compararea acesteia cu o valoare de referință care se modifică în funcție de turația motorului.

În Fig. (1-12) este prezentat spectrul semnalului generat de un traductor de detonație Magneti Marelli utilizat la un motor supraalimentat Fiat.

Spectrul a fost determinat prin metoda FFT (Transformata Fourier Rapidă) aplicată semnalului generat de traductor, eşantionat cu o frecvență de 12 KHz în timpul accelerării, în sarcină plină a motorului de la turația de 2800 rot/min la turația de 3200 rot/min. Pentru obținerea sigură a regimului de ardere detonantă unghiul de avans la aprindere a fost alterat în mod voit de la valoarea standard situată în intervalul 12°-14° la valoarea de 30°. În cazul traductoarelor de performanță, indiferent de tipul motorului este suficientă

analiza frecvențelor ultrasonore.



© CGC **Fig. (1-12)** Analiza spectrală a vibrațiilor la apariția detonației

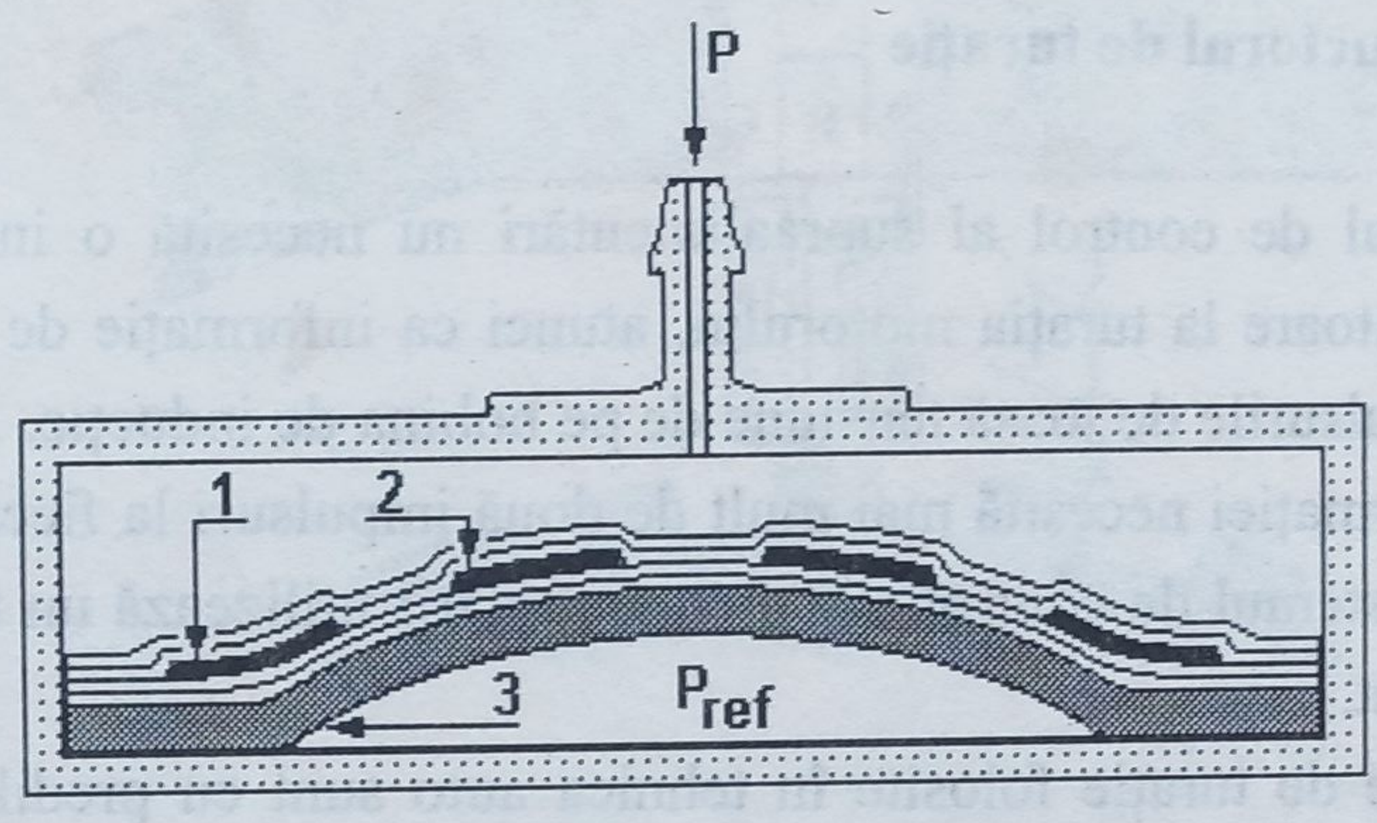
Astfel se poate stabili (experimental), relativ precis, pentru orice tip de motor, un nivel unic de referință al semnalelor cu frecvență mai mare de 20-22 KHz la depășirea căruia în motor se marchează începutul arderii detonante.

1.4.2. Traductorul de presiune

Traductoarele de presiune utilizate pentru controlul supraalimentării şi/sau a celorlalte funcții de control ale motorului trebuie să poată măsura atât presiuni cât şi depresiuni cu o sensibilitate mai bună de 0,05 bar, într-o gamă

de temperatură de peste 100°C în condițiile de agresivitate a mediului specifice compartimentului motor. Din acest motiv au fost dezvoltate special pentru aplicațiile auto traductoarele de tip piezorezistiv.

În Fig. (1-13) este prezentată structura generală a unui traductor depresiune/depresiune piezorezistiv utilizat pentru controlul supraalimentării.



© CGC **Fig. (1-13)** Structura generala a unui traductor de presiune

Din punct de vedere principial acest tip de traductor are o construcție simplă care se bazează pe faptul că două elemente piezorezistive (1 şi 2) sunt deformate în sensuri diferite atunci când presiunea măsurată îşi schimbă valoarea. De aceea, aceste elemente sunt dispuse asimetric pe o membrană elastică (3) care se deformează atunci când este solicitată de forța generată de presiunea măsurată.

Conform structurii prezentate, la creşterea presiunii de măsură **p**, elementul 1 este solicitat la întindere, iar elementul 2 este solicitat la comprimare.

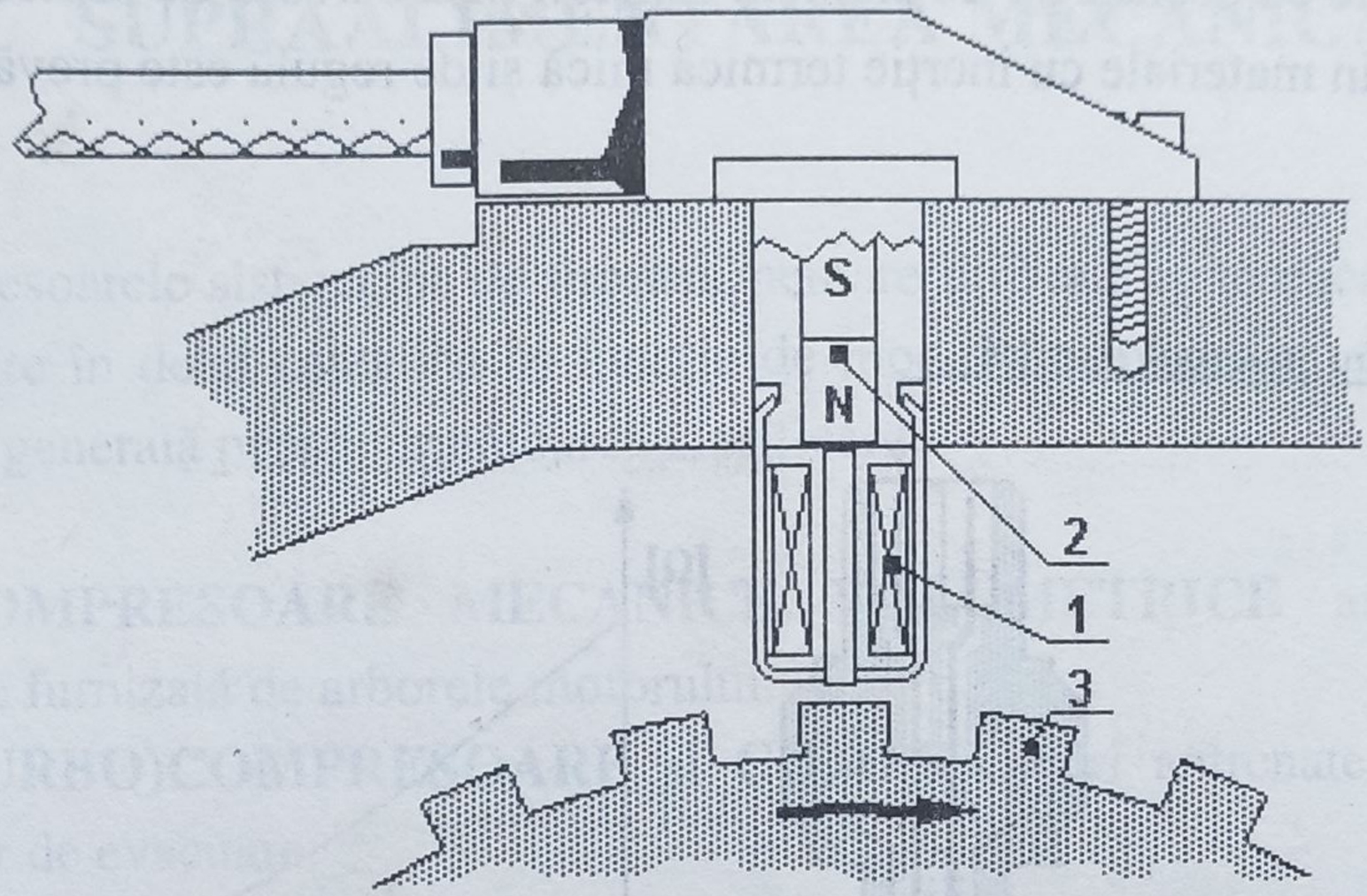
De regulă pe membrană sunt dispuse patru elemente, care formează o punte de măsură completă, imună la variațiile de temperatură. Liniaritatea traductorului este realizată prin construcția membranei elastice şi eventual de către circuitul electronic amplificator încorporat în carcasa traductorului.

Stabilirea regimului presiune/depresiune se realizează în funcție de sensul de dezechilibru al punții și/sau de presiunea de referință **Pref** aplicată pe suprafața interioară a membranei elastice.
Atunci când suprafața interioară a membranei comunică liber cu atmosfera, funcționarea traductorului este diferențială față de valoarea presiunii exterioare.

1.4.3. Traductorul de turație

Dacă sistemul de control al supraalimentări nu necesită o informație de precizie privitoare la turația motorului, atunci ca informație de turație sunt utilizate impulsurile de joasă tensiune de pe bobina de inducție. Atunci când precizia informației necesită mai mult de două impulsuri la fiecare rotație a motorului, sistemul de control al supraalimentării utilizează un traductor de turație dedicat.
Traductoarele de turație folosite în tehnica auto sunt cu predilecție de tip inductiv. În funcție de tipul rotorului și de interpretarea semnalelor acestea pot fi utilizate și ca traductoare de fază.
În Fig. (1-14) este prezentată structura generală a unui traductor inductiv de rotație.
În esență traductorul inductiv de rotație este compus dintr-o bobină (1) polarizată de un magnet permanent (2). La trecerea unui dinte din componența rotorului (3) prin dreptul traductorului apare o variație de reluctanță a circuitului magnetic, care induce în înfășurările bobinei o tensiune electromotoare sub forma unui impuls electric.
Amplitudinea acestui impuls este proporțională cu turația motorului însă, datorită unei liniarități mai scăzute, ca informație de turație este utilizat timpul între două impulsuri succesive.
Rotorul traductorului este realizat sub forma unei piese metalice (magnetică) cu dinți echidistanți și este plasat pe arborele cotit al motorului. Rotorul poate fi realizat și prin practicarea adecvată a unor dinți sau a unor găuri pe

un umăr al fuliei motorului. De asemenea poate fi utilizată ca rotor coroana dințată de pe volantă, caz în care traductorul este plasat pe carcasa ambreiajului.



© CGC **Fig. (1 - 14)** Traductor de turație inductiv

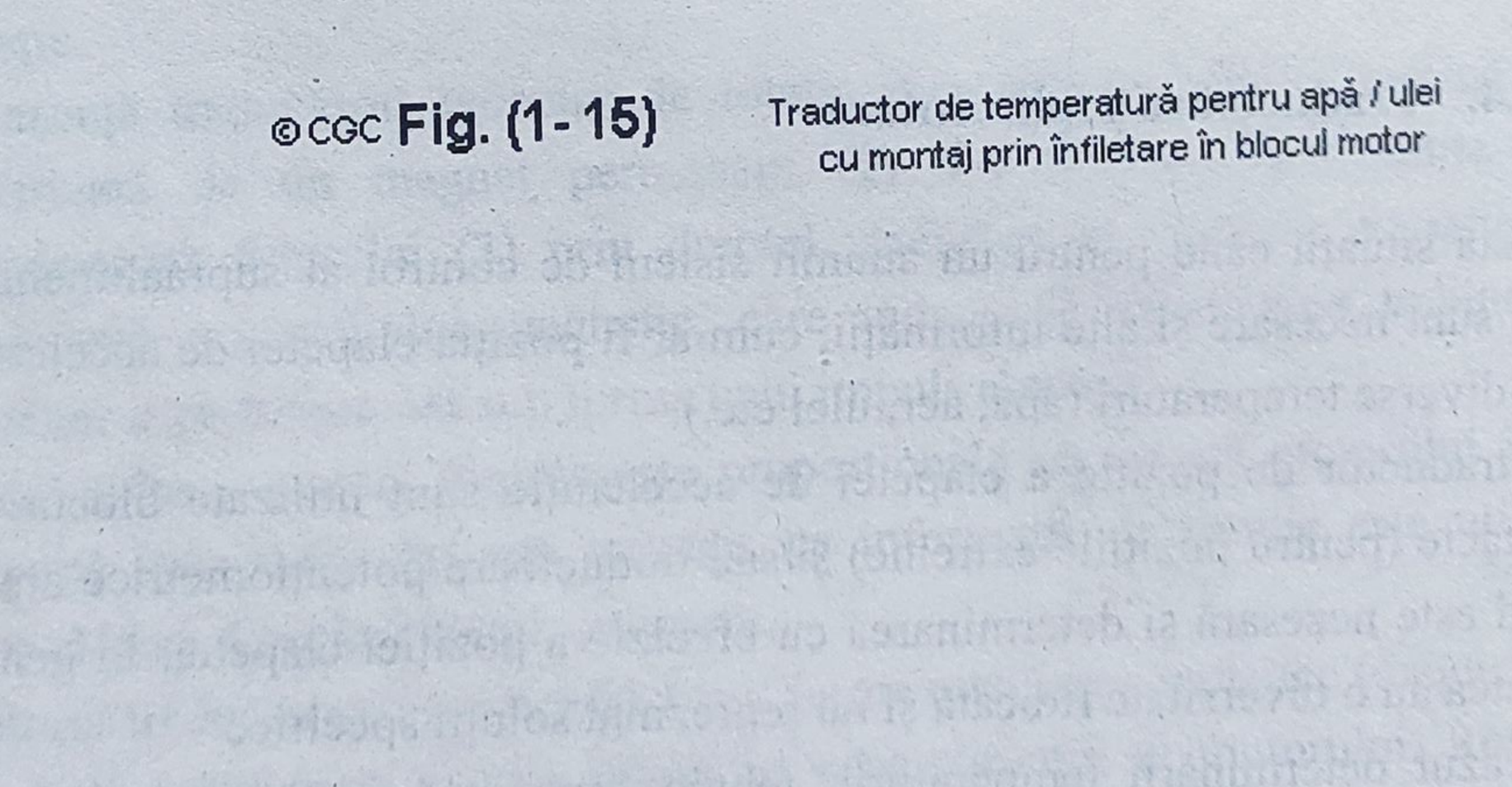
1.4.4. Traductoare suplimentare

Există situații când pentru un anumit sistem de control al supraalimentării mai sunt necesare şi alte informații, cum ar fi poziția clapetei de accelerație sau diverse temperaturi (apă, aer, ulei etc.).

Ca traductor de poziție a clapetei de accelerație sunt utilizate blocuri de contacte (pentru pozițiile extreme) şi/sau traductoare potențiometrice atunci când este necesară şi determinarea cu precizie a poziției clapetei. În genere acestea au o diversitate ridicată şi nu reprezintă soluții specifice

În cazul determinării temperaturii, tehnica auto utilizează cu predilecție termistoare cu pantă negativă sau termocontacte.

În Fig.(1-15) este prezentat un traductor de temperatură de tip BOSCH, utilizat pentru determinarea temperaturilor apei de răcire sau a uleiului. Specific pentru aceste traductoare este montajul prin înfiletare direct în blocul motor. Traducroarele destinate determminării temperaturii aerului sunt realizate cu acelaşi tip de element sensibil însă carcasa de protecție este executată din materiale cu inerție termică mică şi de regulă este prevăzută cu orificii.



© CGC **Fig. (1-15)** Traductor de temperatură pentru apă / ulei cu montaj prin înfiletare în blocul motor

CAPITOLUL 2

SUPRAALIMENTAREA MECANICĂ

Compresoarele sistemelor de supraalimentare utilizate în tehnica auto pot fi împărțite în două categorii în funcție de modul de antrenare. Astfel există uzanța generală pentru următoarea clasificare:

1) **COMPRESOARE MECANICE VOLUMETRICE** antrenate cu energie furnizată de arborele motorului.
2) **(TURBO)COMPRESOARE** şi **COMPREX**-uri antrenate de energia gazelor de evacuare.

Așa cum s-a arătat în capitolul precedent, în tehnica supraalimentării de mare performanță sunt utilizate fără excepție numai turbocompresoare. De asemenea la aproximativ 80% din motoarele supraalimentate destinate comercializării sunt utilizate tot turbocompresoare, astfel încât numărul realizărilor notabile în care sunt utilizate compresoare mecanice este relativ redus. Din aceste motive compresoarele mecanice sunt prezentate la modul general fără a se intra în detalii specifice.

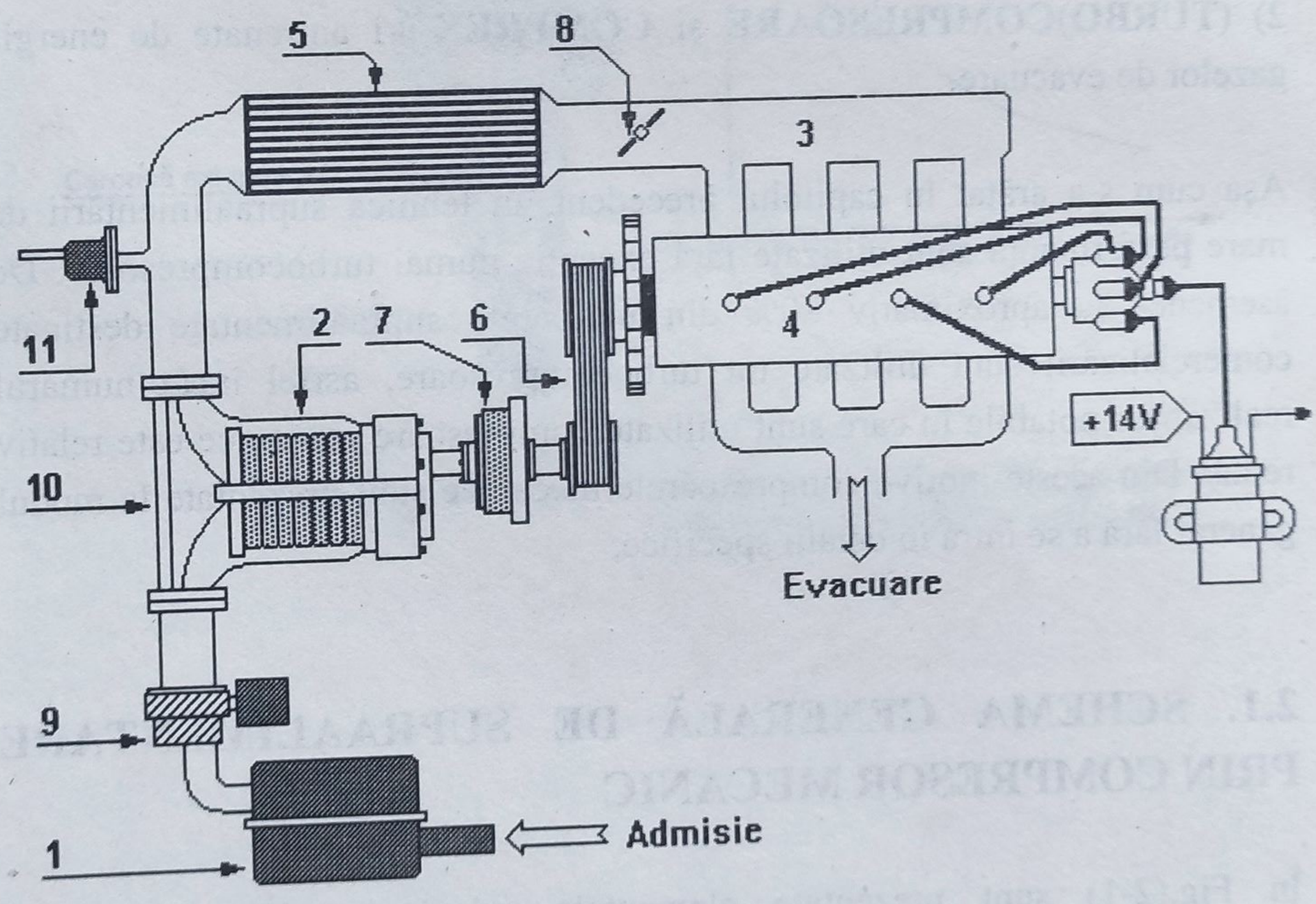
2.1. SCHEMA GENERALĂ DE SUPRAALIMENTARE PRIN COMPRESOR MECANIC

În Fig.(2-1) sunt prezentate elementele principale ale schemei de supraalimentare mecanică. Pentru simplificare nu a fost figurat sistemul de

supraalimentare mecanică. Pentru simplificare nu a fost figurat sistemul de alimentare cu combustibil.

Conform schemei, aerul aspirat din atmosferă prin intermediul unui filtru (1) este comprimat de către un compresor (2), după care este introdus în galeriile de admisie (3) ale motorului (4). Pentru creşterea randamentului de umplere al motorului între compresor şi galeriile de admisie poate fi introdus un răcitor intermediar de tipul aer-aer (intercooler) (5).

Compresorul (2) este antrenat de la arborele motorului prin intermediul unei transmisii (6). În general raportul de transmisie dintre motor şi compresor este supraunitar, transmisia având rol de multiplicator. Între motor şi compresor poate fi introdus un cuplaj electromagnetic (7) cu rol de a modifica corelaţia dintre turaţia motorului şi turaţia compresorului.



© CGC **Fig. (2-1)** Schema generală de supraalimentare mecanică

obturator clasic (8). Pentru funcționarea îndelungată la sarcini parțiale joase ale motorului, în circuitul de admisie poate fi introdusă o valvă (9) şi o conductă de by-pass (10) cu rol de şuntare a compresorului.
Ca element de siguranță în circuitul presurizat poate fi introdusă o supapă mecanică limitatoare "pop-off" 11. Supapa 11 poate fi utilizată şi pentru controlul electronic al presiunii de supraalimentare, caz în care supapa este înlocuită cu o electrovalvă rapidă.

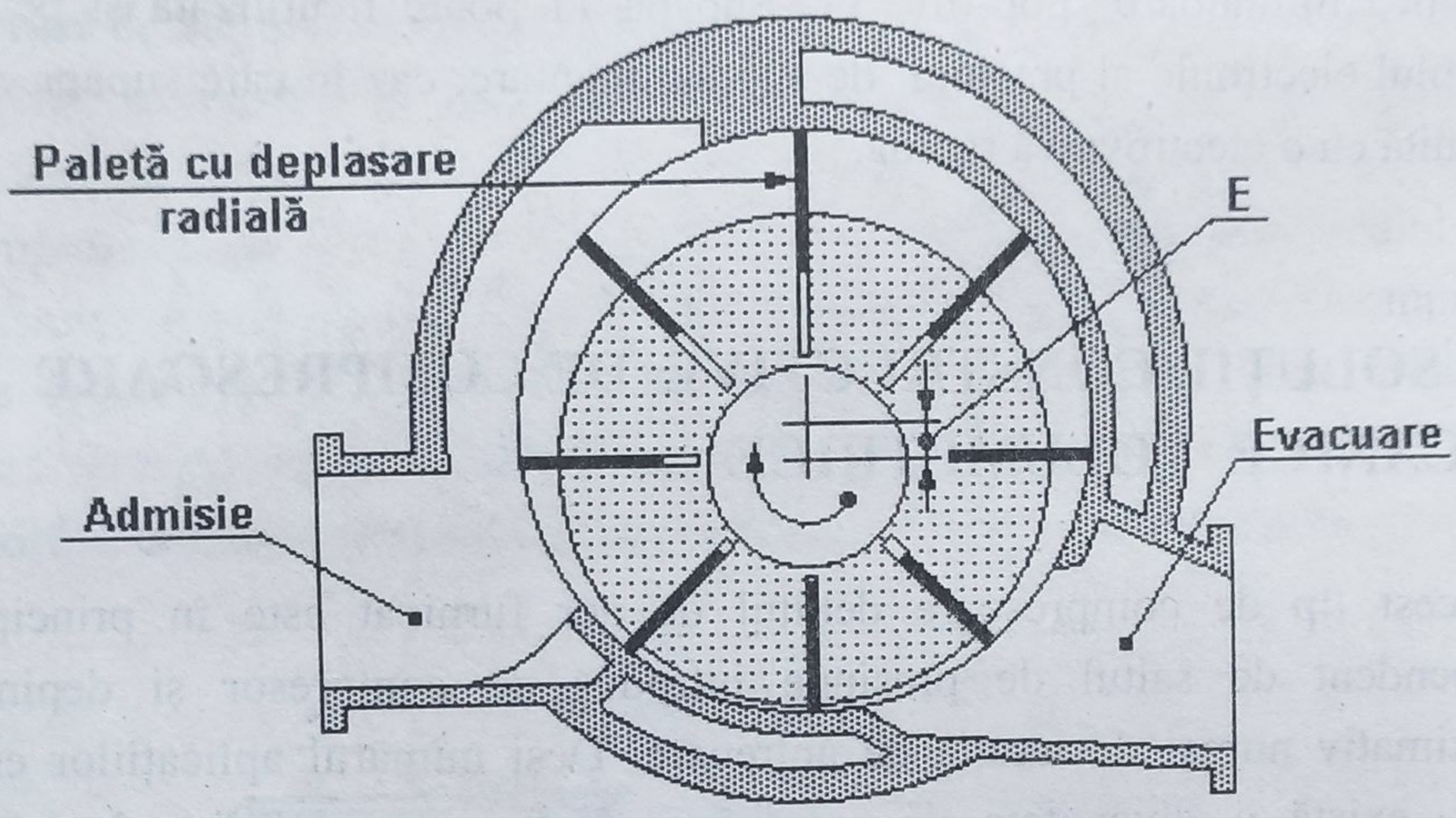
2.2. SOLUȚII CONSTRUCTIVE DE COMPRESOARE MECANICE VOLUMETRICE

La acest tip de compresoare debitul de aer furnizat este în principiu independent de saltul de presiune introdus de compresor şi depinde aproximativ numai de turația de antrenare. Deşi numărul aplicațiilor este redus, există o diversitate de soluții şi principii constructive în acest domeniu, însă, în general performanțele acestora sunt comparabile.

2.2.1. Compresorul cu palete

Literatura de specialitate şi aplicațiile tehnice cunoscute prezintă o multitudine de variante conceptuale şi constructive ale compresoarelor cu palete. Dintre acestea cel mai folosit în tehnica supraalimentării (în epoca de pionierat) este compresorul cu palete cu rotor excentric de tip WITTING, a cărui principiu de funcționare este prezentat în Fig. (2-2).
La acest tip de compresor paletele se învârt o dată cu rotorul şi sunt montate în fante radiale practicate în acesta. La fiecare rotație completă a rotorului fiecare paletă execută o mişcare radială cu elongația egală cu 2E unde E reprezintă excentricitatea constructivă de montaj a arborelui rotorului față de axa statorului.
Principiul de funcționare este bazat pe variația volumului cuprins între două

palete succesive. Această variație de volum, asociată cu dispunerea optimă a ferestrelor de admisie şi de refulare, permite realizarea ciclică a fazelor de aspirație, comprimare şi refulare ale aerului.



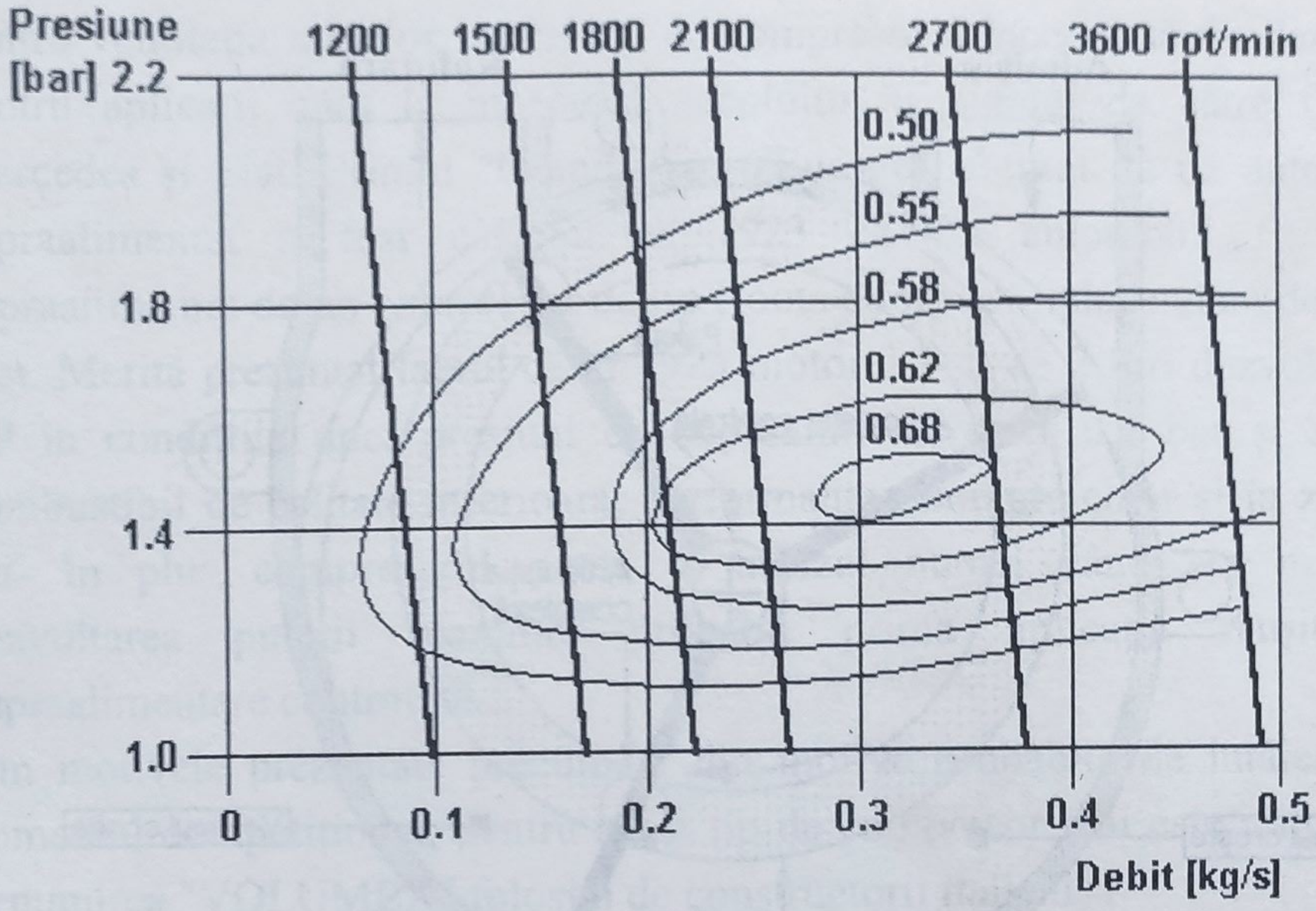
© CGC **Fig. (2-2)** Compresor cu palete

Faza de comprimare prezintă un important caracter gradual, ceea ce permite realizarea unor randamente ridicate.

În Fig. (2-3) sunt prezentate caracteristicile unui compresor cu palete destinat supraalimentării unui motor de competiție care furnizează 483 CP. Se poate remarca că în cea mai mare parte a plajei de funcționare, randamentul este superior valorii de 50% fiind în general mai ridicat pentru condițiile reale de funcționare pe automobil.

Cu toate acestea numai utilizarea compresoarelor cu palete este limitată din cauza funcționării la turații joase. Unul dintre motivele care obligă la adoptarea unor turații de funcționare coborâte este legat de apariția uzurilor rapide între palete şi rotor la turații mari, cauzate în principal de forțele Coriolis. Reproiectarea compresorului pentru turații scăzute alterează în mod negativ dimensiunile de gabarit care nu sunt atractive pentru dispunerea

sub capota unui automobil clasic.



© CGC **Fig. (2-3)** Caracteristicile sarcinii la un compresor cu palete

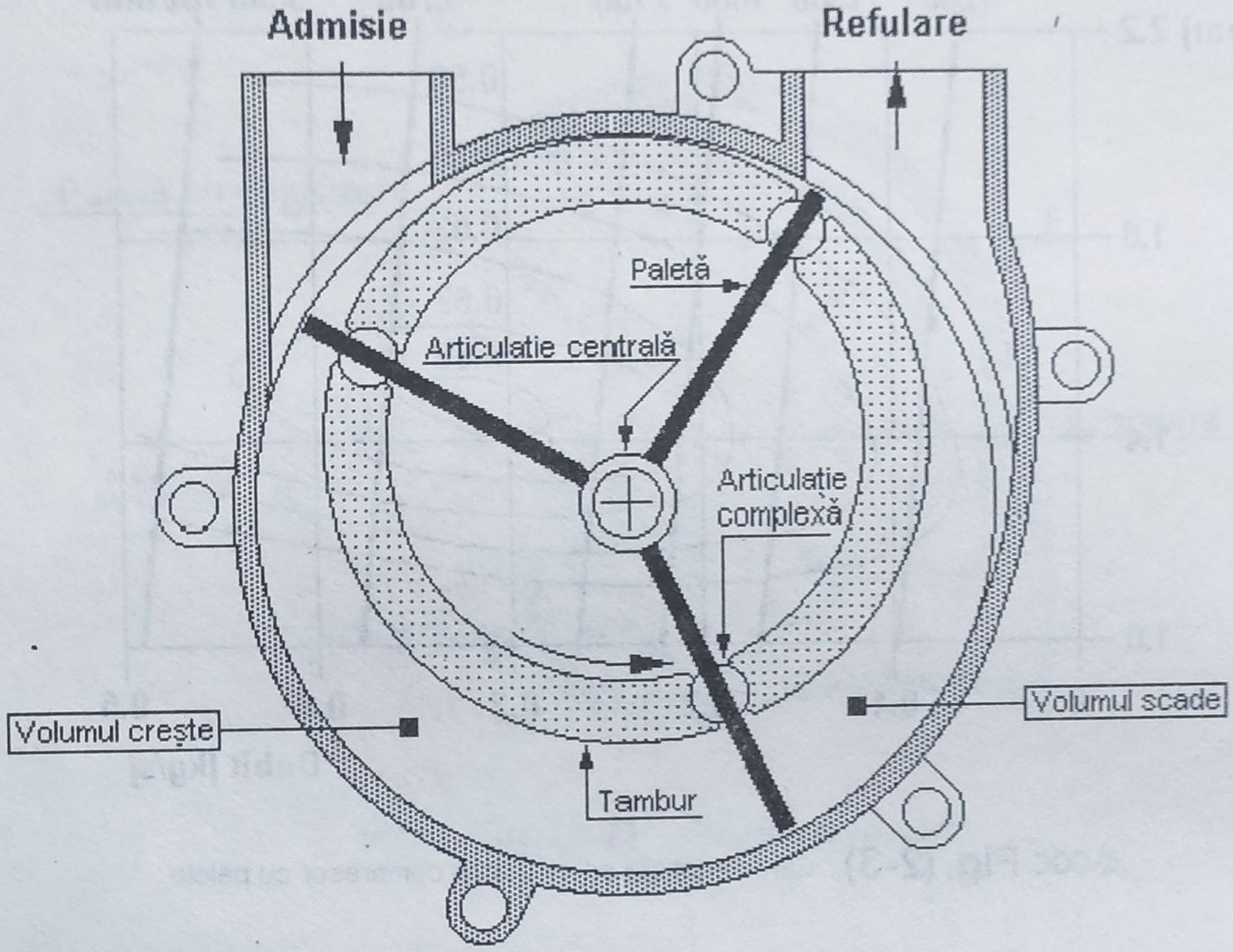
De regulă compresorul cu palete este antrenat direct de la axul motorului în cazul motoarelor lente, sau prin demultiplicarea turației de aproximativ două ori în cazul motoarelor mai rapide. Din acest punct de vedere randamentul transmisiei mecanice este superior față de alte compresoare mecanice.

În ultima perioadă studii conceptuale fundamentale au permis realizarea unor compresoare cu palete destinate supraalimentării la care dezavantajele enumerate sunt în mare măsură atenuate.

În Fig. (2-4) este prezentată o secțiune transversală printr-un compresor destinat supraalimentării joase prin antrenare directă (1/1) de la arborele motor, produs de firma BENDIX.

La acest tip de compresor fiecare paletă se poate roti liber în jurul unui ax coaxial cu axa alezajului carcasei. Paletele sunt antrenate de un tambur plasat excentric în interiorul alezajului, aproximativ tangent la peretele

interior. Între fiecare paletă şi tambur se găseşte o articulație complexă care asigură atât mişcarea de translație cât şi mişcarea de rotație.



© CGC **Fig. (2-4)** Compresor cu palete fără atingere

Acest tip de compresor prezintă avantajul absenței contactului mecanic dintre palete şi carcasa statorică

În timpul funcționării realizarea modificării volumului dintre două palete succesive este obținută prin modificarea unghiului dintre palete şi corelarea cu volumul cuprins între

tambur şi alezaj, astfel încât nu mai este necesară o mişcare de translație a paletelor. În acest mod forțele Coriolis sunt preluate integral de către articulația centrală.

2.2.2. Compresorul "ROOTS" ("VOLUMEX")

Compresorul Roots a fost inventat în anul 1860 şi a fost utilizat iniţial pentru ventilaţia minelor. Acest tip de compresor a început să fie dezvoltat pentru aplicaţii auto la începutul secolului în paralel de către firmele Mercedes şi Fiat. Primul "Grand Prix d'Europe" obţinut de un automobil supraalimentat a fost câştigat în 1923 cu un automobil Fiat 805 supraalimentat de un compresor de tip Roots dezvoltat independent de firma Fiat. Merită prezentat faptul că în 1923 motorul Fiat de 2 litri dezvolta 140 CP în condiţiile unei presiuni de supraalimentare de 0,4 bar şi a unui combustibil de calitate inferioară, performanţe onorante chiar şi în ziua de azi. În plus compresorul putea fi utilizat numai când era necesară dezvoltarea puterii maxime, probabil prima aplicaţie reuşită de supraalimentare controlată.

Din motivele prezentate precum şi din motive probabile de întâietate în domeniul competiţional, pentru acest tip de compresor mai este utilizată şi denumirea "VOLUMEX" folosită de constructorii italieni.

Funcţiile de admisie, compresie şi refulare sunt obţinute prin mişcarea de rotaţie sincronă a două rotoare rectilinii cu doi lobi.

Corelarea poziţiei, defazate la 90° a celor două rotoare, se realizează prin antrenarea cu o pereche de roţi dinţate cilindrice de precizie, plasate în exteriorul camerei de compresie.

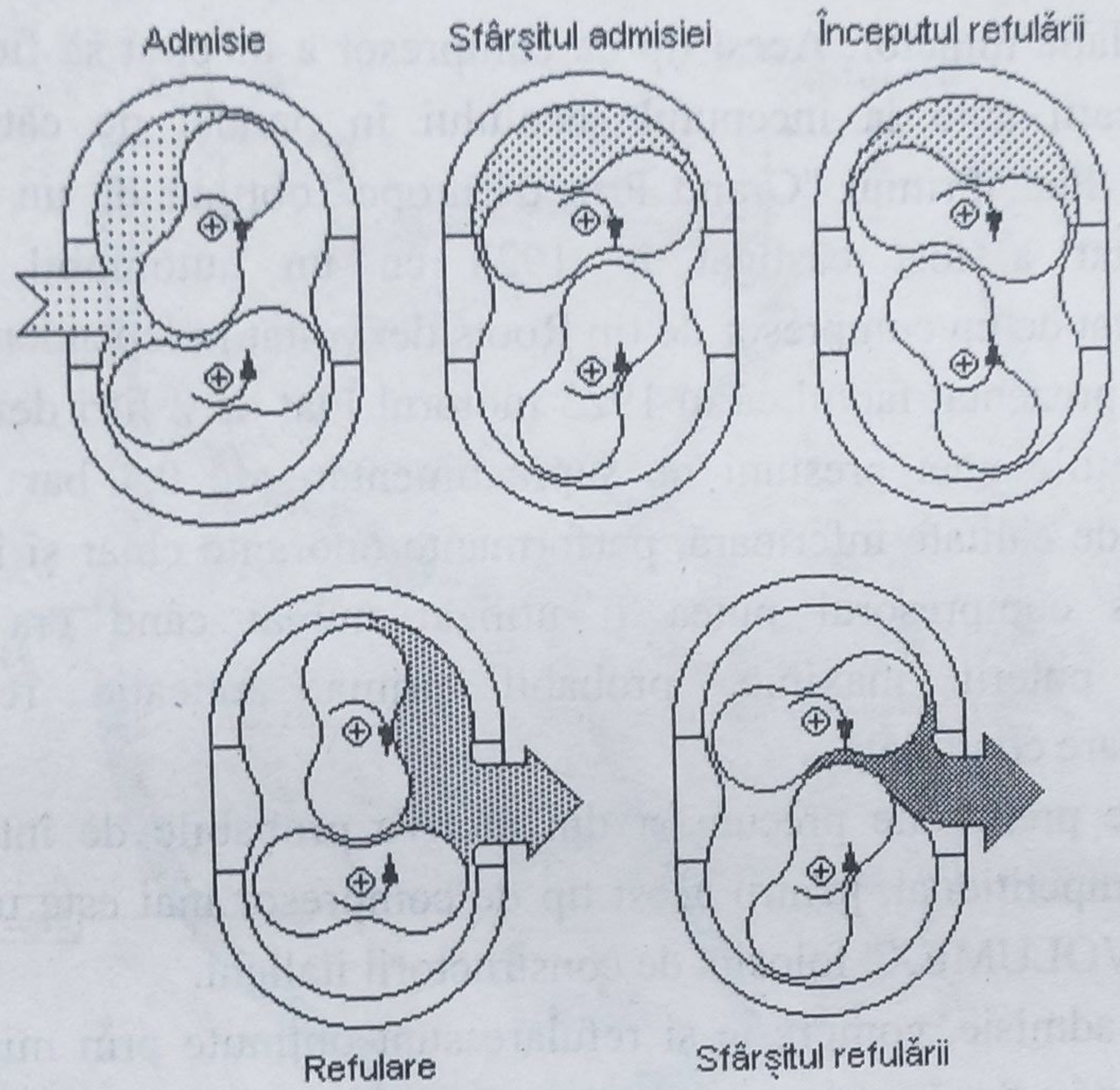
În Fig.(2-5) sunt prezentate fazele de funcţionare ale compresorului Roots.

Unul dintre avantajele principale ale compresorului Roots faţă de compresorul cu palete, constă în pierderi mecanice reduse întrucât în timpul funcţionării nu există frecări între lobii celor două rotoare sau între lobi şi carcasa compresorului.

Lipsa contactului mecanic are însă şi un aspect negativ manifestat prin reducerile de debit cauzate de lipsa de etanşeitate. Reducerile sunt procentual cu atât mai mari cu cât sarcina este mai mică iar raportul de compresie mai mare. Pentru micşorarea reducerilor de debit, rotoarele se realizează cu o acurateţe deosebită şi este utilizat efectul de "labirint".

Cele mai performante realizări utilizează teflon la construcţia rotoarelor, caz

în care funcţionarea este de tipul "aproape în atingere".

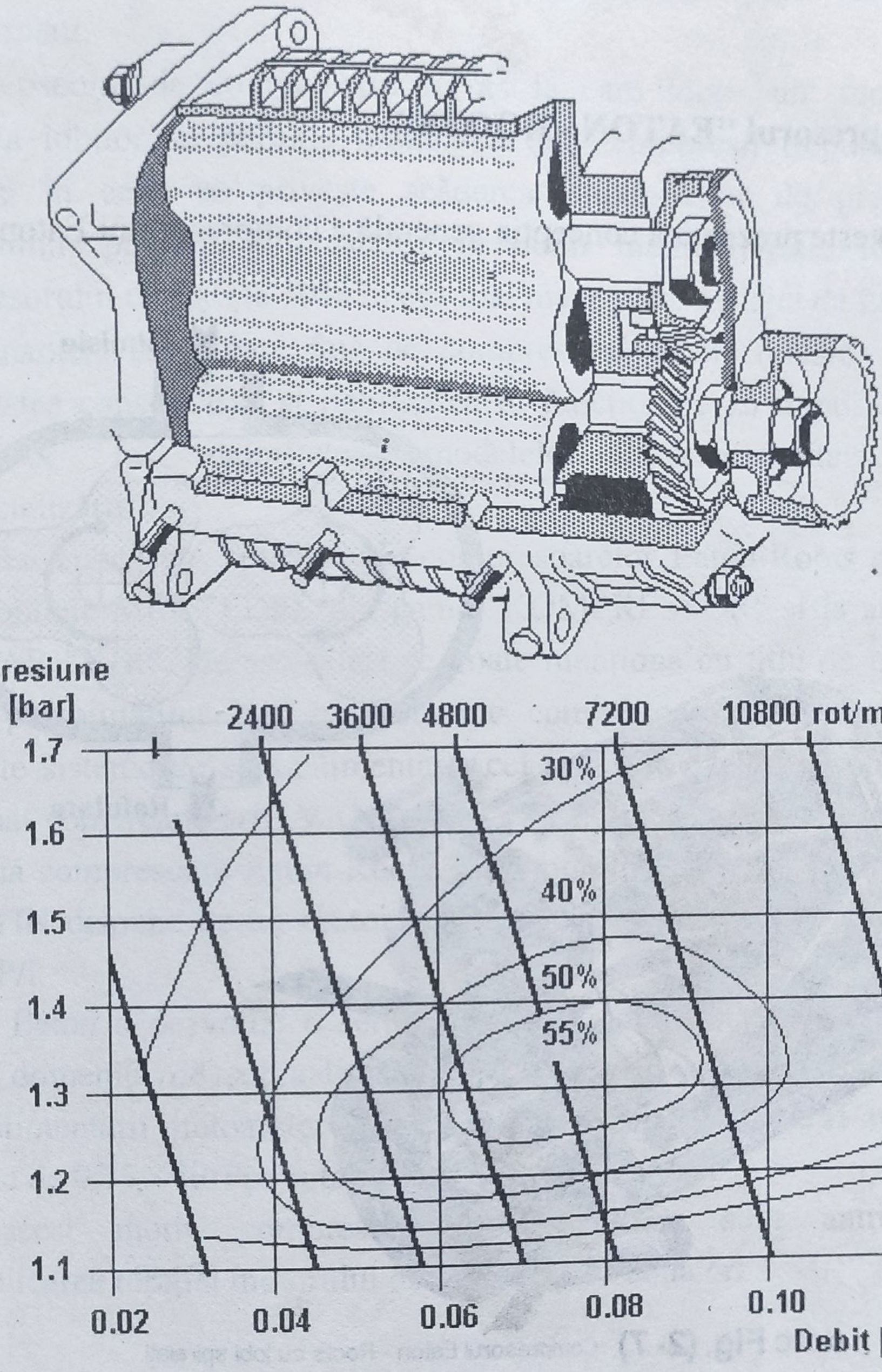


© CGC **Fig. (2-5)** Fazele de funcţionare ale compresorului Roots

În Fig.(2-6) este prezentată concepţia generală a compresorului Roots împreună cu ansamblul de caracteristici ale unui compresor destinat supraalimentării unui motor de 1,3 - 1,5 litri.

Caracteristica de bază a acestui tip de compresor este un debit cu impulsuri importante, ceea ce are ca rezultat apariţia a două inconveniente. Primul constă într-un randament global care descreşte rapid o dată cu creşterea raportului de compresie, iar al doilea inconvenient este legat de zgomotul produs în funcţionare.

Caracteristicile tipice ale acestui compresor prezintă o scădere rapidă a randamentului pentru funcţionarea la suprapresiuni importante dar şi posibilitatea de funcţionare la turaţie ridicată.



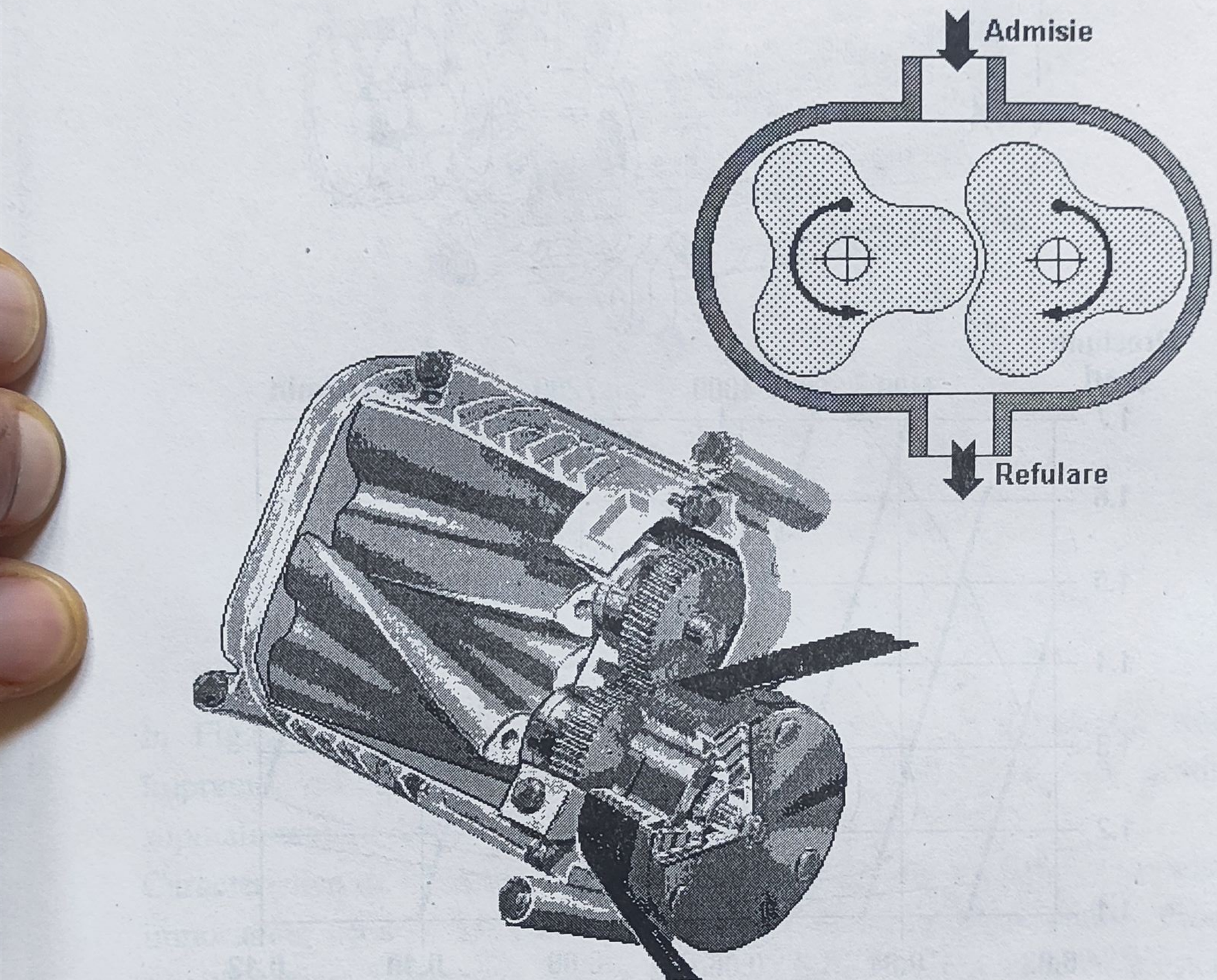
© CGC **Fig. (2-6)** Compresorul Roots (Volumex)

Această ultimă calitate (care sugerează dimensiuni reduse) împreună cu simplitatea constructivă şi cu preţul de cost scăzut sunt elemente care au

permis menținerea în permanență a unui sector (limitat) de aplicații.

2.2.3. Compresorul "EATON - ROOTS"

În Fig.(2-7) este prezentată concepția generală a compresorului Eaton-Roots.



© CGC **Fig. (2-7)** Compresorul Eaton - Roots cu lobi spiralați

Mișcarea sincronă a rotoarelor este realizată (identic ca la compresorul Roots) prin utilizarea unei perechi de roti dințate cu raportul de transmisie unitar, plasate în exteriorul camerei de compresie.

Compresorul Eaton-Roots este în esență o perfecționare a compresorului Roots realizată de specialiștii firmei Eaton (USA). O parte din dezavantajele

compresorului Roots au fost diminuate prin utilizarea unor rotoare cu trei lobi spiralați.

Spre deosebire de compresorul Roots la care lobii sunt rectilinii, prin curbarea lobilor se permite realizarea unei compresii treptate cu efecte pozitive în ceea ce priveşte scăderea impulsurilor de presiune şi a zgomotului, precum şi creşterea presiunii medii livrate. Randamentul compresorului depăşeşte 50% în cea mai mare parte a plajei de funcționare.

Performanțele superioare față de compresorul Roots (clasic) corelate cu simplitatea constructivă şi fiabilitatea în funcționare au impus acest tip de compresor la majoritatea modelelor supraalimentate destinate comercializării.

Cele mai cunoscute aplicații ale compresoarelor Eaton-Roots se găsesc la automobilele MERCEDES din gama "KOMPRESSOR" şi la automobilele JAGUAR "XJR". De asemenea se poate menționa cu titlu de interes că în ciuda posibilităților mai modeste ale compresoarelor mecanice față de celelalte sisteme de supraalimentare, cel mai puternic automobil din lume (destinat comercializării) VANTAGE V8 (model 1998) este supraalimentat cu două compresoare Eaton-Roots. Automobilul produs de firma ASTON MARTIN dispune de un motor de 5,3 l care furnizează 557 Cp realizând 105 CP/l.

Firma Eaton a dezvoltat o serie unitară de compresoare mecanice pentru întreg domeniul de supraalimentare, dintre care, compresoarele destinate supraalimentării motoarelor Otto cu cilindree între 2 şi 3 litri au un volum teoretic de 0,75-1 litri pe rotație.

Din acest motiv compresoarele Eaton-Roots sunt antrenate prin multiplicarea turației motorului de aproximativ două ori.

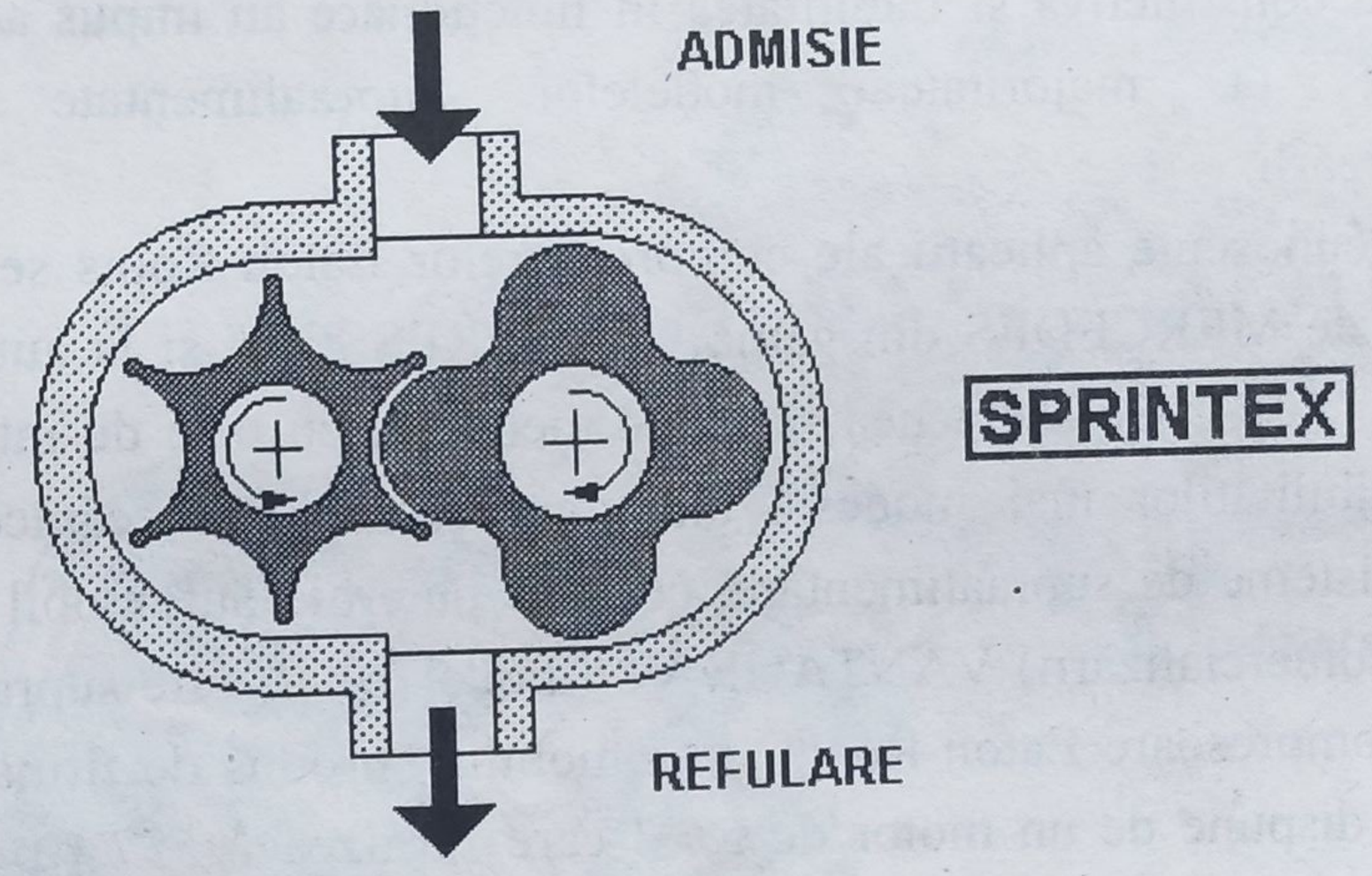
2.2.4. Compresorul "SPRINTEX"

Pentru creşterea performanțelor prin scăderea pulsațiilor presiunii livrate de compresor, una dintre soluții este aceea de a creşte număruli de lobi şi eventual de a utiliza rotoare cu număr diferit de lobi. În acest context

Compresorul Sprintex (Scoția) a fost imaginat ca o îmbunătățire a compresorului Roots, fără însă să folosească tehnica lobilor curbați utilizată la compresorul Eaton-Roots.

În Fig.(2-8) este prezentată secțiunea transversală principială a compresorului Sprintex.

Principial acest compresor este realizat cu un rotor cu lobi concavi şi un rotor cu lobi convecşi.



© CGC **Fig. (2 - 8)** Compresor cu lobi multipli şi rotoare diferite

Numărul diferit de lobi ai celor două rotoare implică turații diferite care sunt obținute prin antrenarea cu o pereche de roți dințate cu raport de transmisie 2/3.

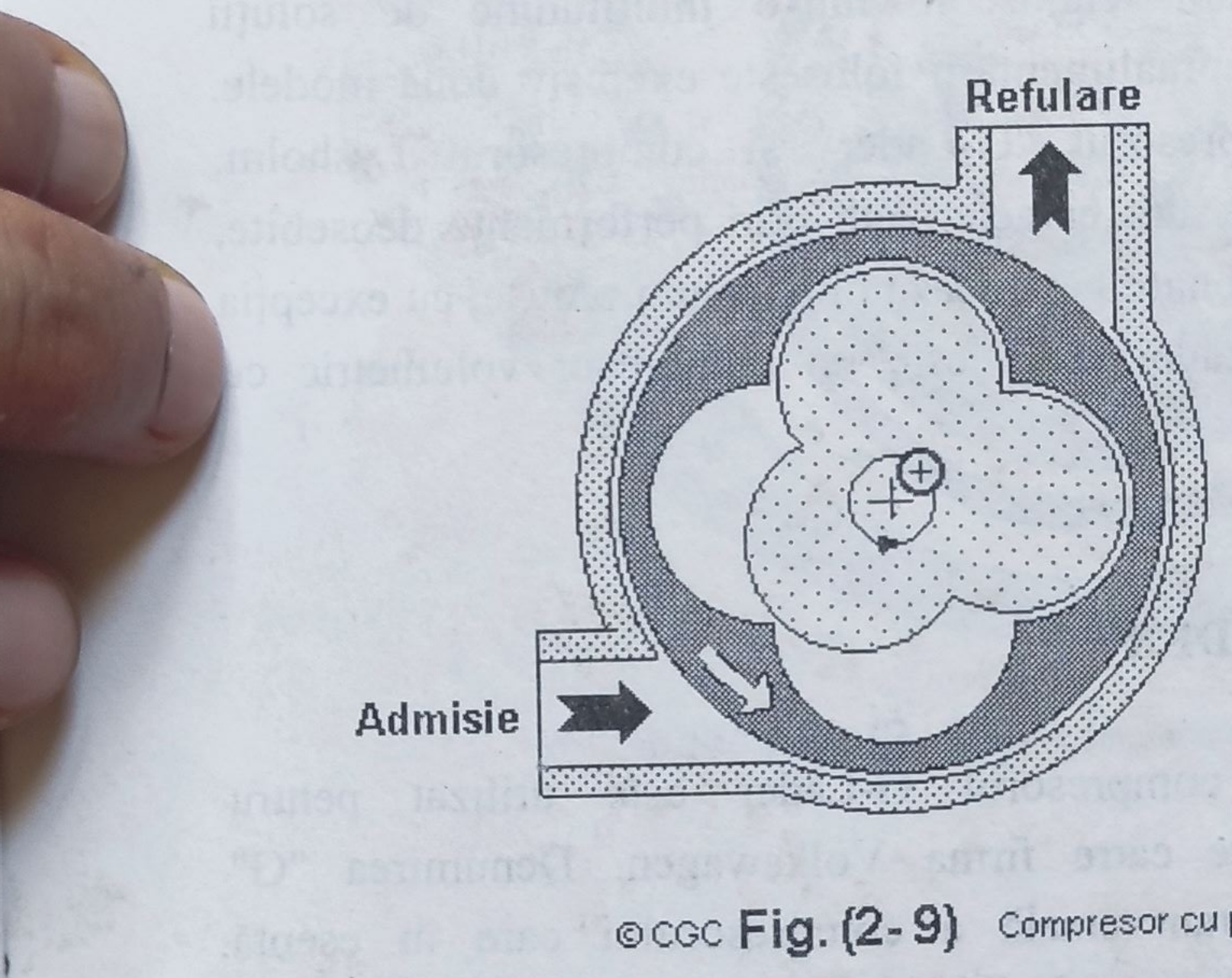
Compresorul Sprintex are caracteristici tehnice superioare față de compresorul Eaton-Roots dar necesită tehnologii de prelucrare mai complexe (de exemplu în cazul roților dințate de sincronizare).

Un alt dezavantaj este acela că la acelaşi volum teoretic pe rotație, compresorul Sprintex are dimensiuni mai mari. Din cauza prețului de cost mai ridicat şi fără avantajele esențiale, utilizarea acestui compresor prezintă un caracter ocazional.

2.2.5. Compresorul "PIERBURG".

Din punct de vedere constructiv, compresorul Pierburg este prevăzut cu piston rotativ, în Fig.(2-9) fiind prezentată o secțiune transversală, principială, prin compresor.

Pistonul rotativ cu trei lobi orbitează în interiorul unei camere de compresie cu patru lobi. Ca diferență cinematică față de motorul Wankel, apare mişcarea de rotație a camerei de compresie în acelaşi sens cu mişcarea orbitală a pistonului.



© CGC **Fig. (2-9)** Compresor cu piston orbital

Mecanismul de antrenare şi sincronizare a pistonului şi a camerei de compresie realizează mişcările de rotație a pistonului şi a camerei de compresie cu raportul de transmisie 3/4 şi în acelaşi timp, realizează şi mişcarea orbitală a pistonului. Admisia şi refularea aerului se realizează prin fante laterale nefigurate.

Pentru echilibrarea rotorului se pot utiliza contragreutăți sau un al doilea piston decalat la 180°, caz în care performanțele cresc datorită scăderii pulsațiilor aerului refulat.

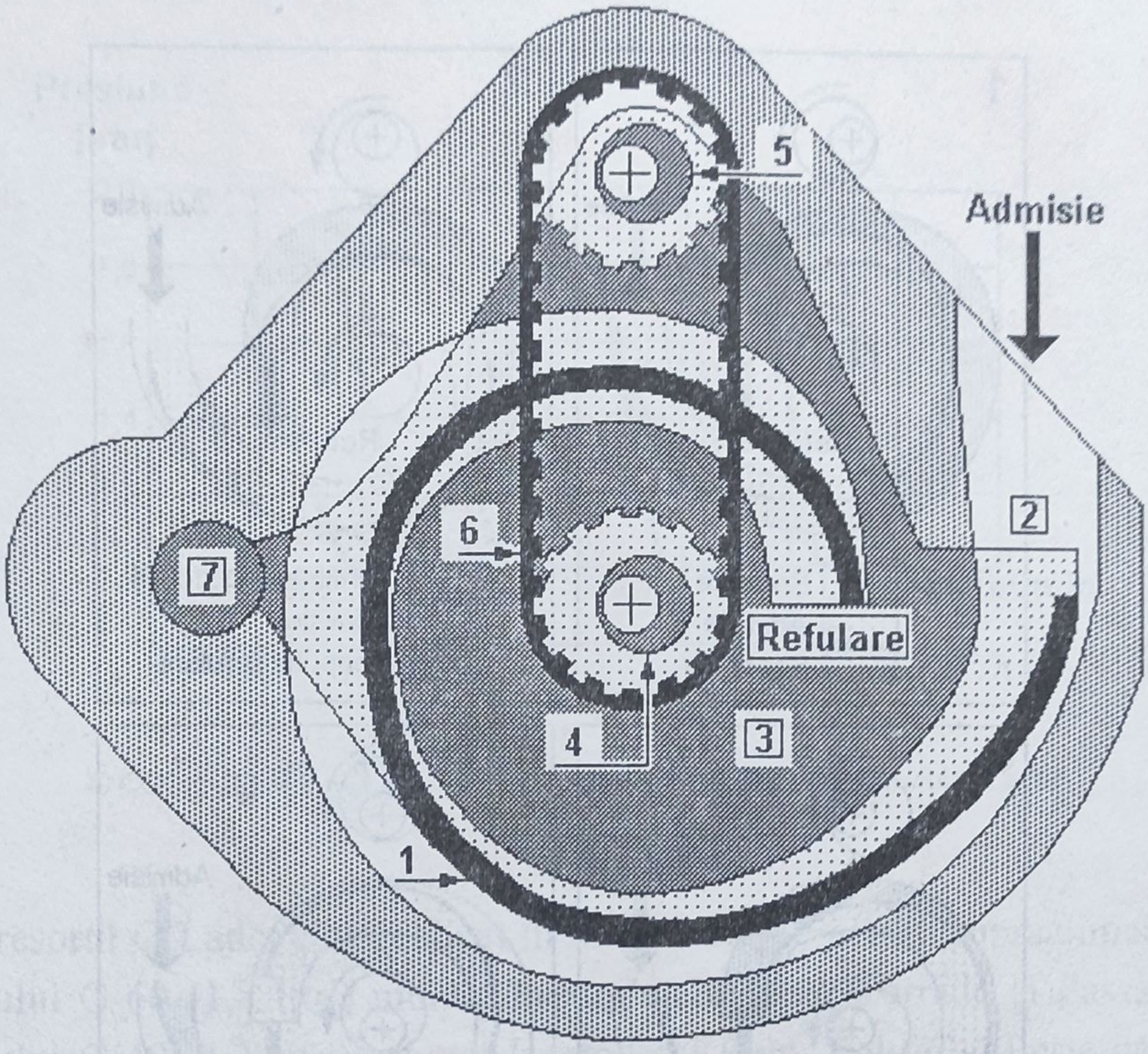
Compresorul Pierburg poate realiza rapoarte de compresie mult mai mari comparativ cu celelalte compresoare volumetrice, motiv pentru care din punct de vedere teoretic este indicat pentru supraalimentarea parametrică. Preţul de producţie şi complicaţiile constructive au limitat utilizarea acestui tip de compresor la fazele experimentale ale unor prototipuri.

2.3. COMPRESOARE SPIRALATE

Compresoarele spiralate sunt cunoscute într-o multitudine de soluţii constructive însă tehnica supraalimentării foloseşte exclusiv două modele. Aceste modele sunt compresorul "G-Lader" şi compresorul Lysholm. Compresoarele spiralate nu sunt caracterizate prin performanţe deosebite, dar turaţia ridicată de funcţionare garantează dimensiuni reduse, cu excepţia variantei constructive "G-Lader" care este un compresor volumetric cu performanţe ridicate.

2.3.1. Compresorul "G-LADER"

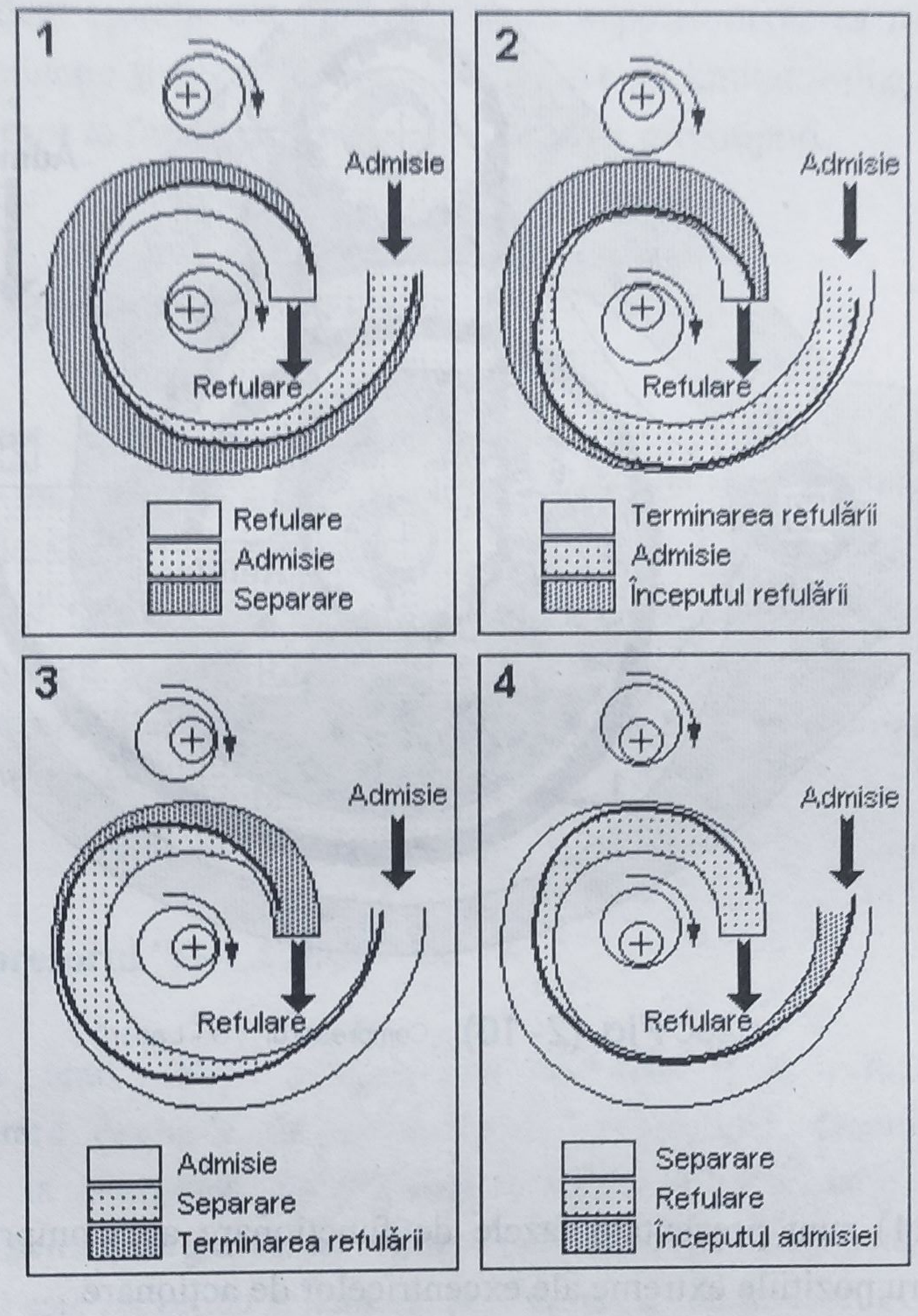
Inventat în anul 1905, compresorul G-Lader este utilizat pentru supraalimentare exclusiv de către firma Volkswagen. Denumirea "G" provine de la secţiunea transversală a compresorului care în esenţă reprezintă o spirală cu galeria de refulare perpendiculară pe planul spiralei. În Fig.(2-10) este prezentat schematic şi simplificat compresorul G-Lader. Pistonul (1) are forma unei benzi spirale care execută o mişcare plan paralelă în interiorul unui "cilindru" (2) fix, cu secţiune de asemenea sub formă de spirală. În scopul acţionării, pistonul (1) este realizat solidar cu un platou (3), antrenat de la axul motorului prin intermediul a doi excentrici (4) şi (5). Excentricii (4) şi (5) sunt sincronizaţi printr-o curea dinţată (6), astfel încât platoul (3) execută o mişcare plan paralelă de precizie. Echilibrarea dinamică a platoului este realizată cu o contragreutate (7), plasată aproximativ simetric cu începutul pistonului (1).



© CGC **Fig. (2- 10)** Compresorul "G - Lader"

În Fig.(2-11) sunt prezentate fazele de funcționare ale compresorului G-Lader pentru pozițiile extreme ale excentricelor de acționare.
Se poate remarca faptul că ambele suprafețe ale pistonului spiral sunt active şi procesează volume diferite de aer. Din acest motiv pulsațiile presiunii nu sunt egale, ceea ce afectează în mod negativ randamentul de umplere al motorului.
Pentru micşorarea acestui neajuns se preferă antrenarea compresorului la o turație mai mare decât cea a motorului de aproximativ 1,5 ori, turația maximă admisă în funcționare fiind 10000 rot/min. De asemenea, din punct de vedere constructiv sunt utilizate două rotoare cu funcționarea decalată la

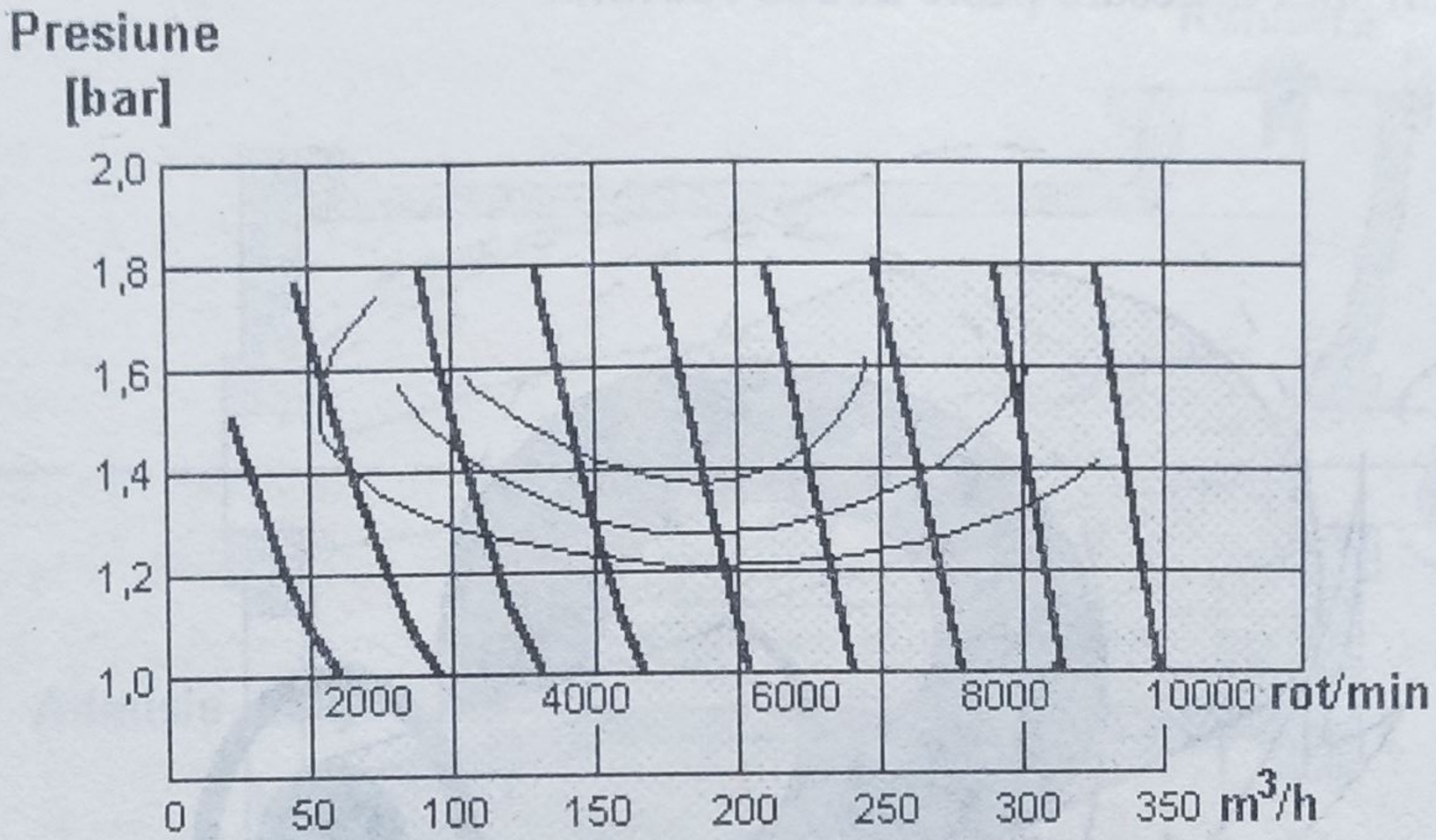
180°.



© CGC **Fig. (2 - 11)** Fazele de funcționare ale compresorului G-Lader

Pentru creşterea randamentului, compresorul este prevăzut cu segmenți de etanşare care au de asemenea formă spirală şi sunt montați în pereții laterali ai cilindrului. Din acest punct de vedere compresorul "G-Lader" prezintă unul dintre cele mai bune randamente întâlnite în tehnica supraalimentării mecanice.

În Fig. (2-12) sunt prezentate curbele specifice ale compresorului "G-Lader".



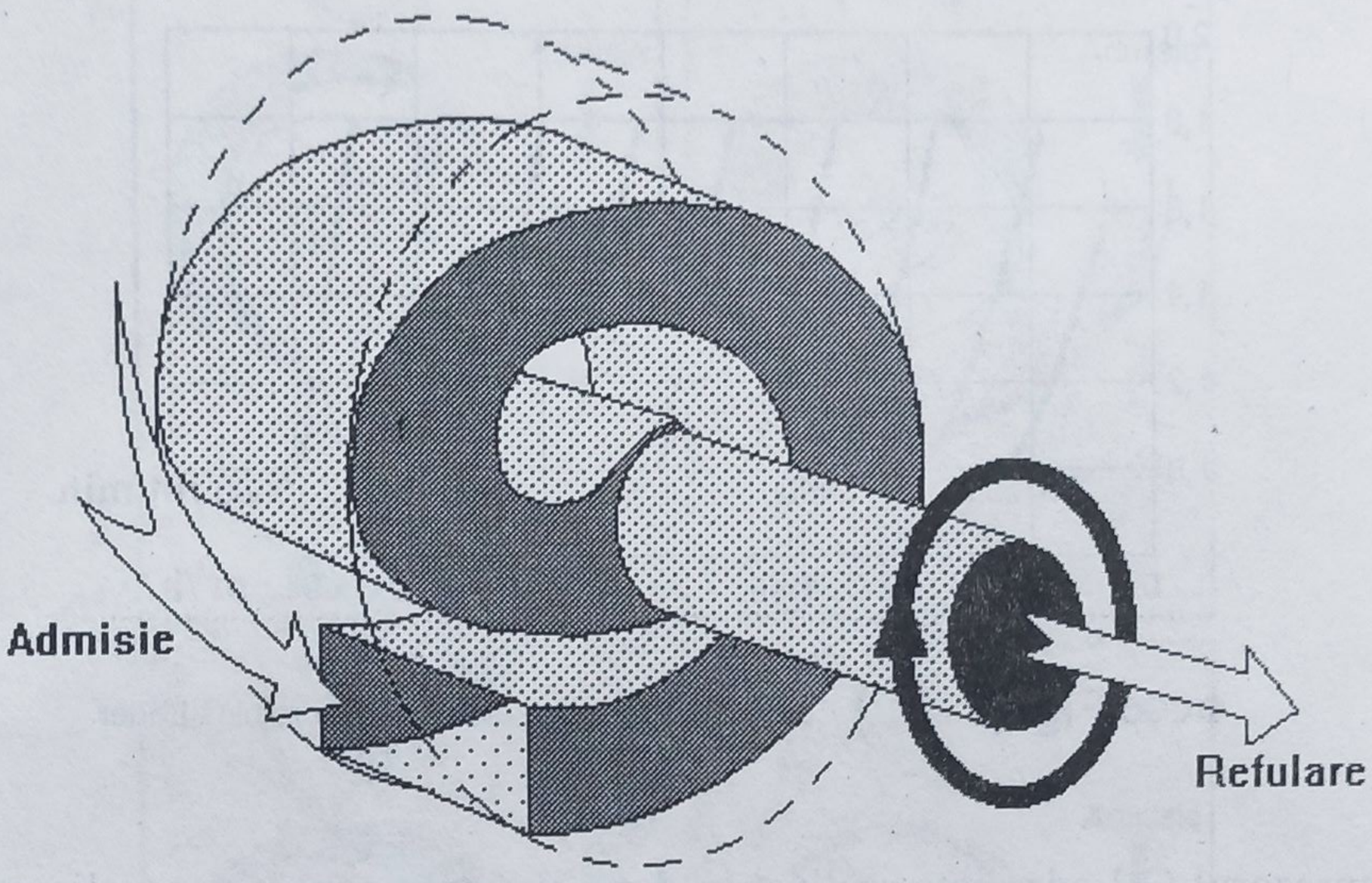
© CGC **Fig. (2 - 12)** Curbe caracteristice ale compresorului G-Lader

Compresorul G-Lader este realizat în două variante pentru supraalimentarea motorului G-60 (1,8 litri) montat la modelele Golf, Corrado şi Passat şi a motorului G-40 (1,3 litri) montat la modelul Polo. Polo G-40 este cel mai mic motor de serie (din lume) supraalimentat prin compresor mecanic. Ambele motoare realizează aproximativ 90CP/l la o presiune (absolută) de 1,6 bar. Începând cu anul 1997 singurul model VW supraalimentat este Passat 1,8T, la care s-a renunțat la compresorul mecanic în favoarea unui turbocompresor.

Cu titlu de interes se poate menționa că în domeniul supraalimentării, mai este cunoscut un compresor denumit "Tip G". Acest compresor (care nu este volumetric) are funcționare total diferită de compresorul "G-Lader".

Pentru eliminarea confuziilor în Fig.(2-13) este prezentat principial compresorul "Tip G". În esență acest compresor este compus dintr-o galerie sub formă de spirală care efectuează o rotație completă în jurul unui ax. Galeria de refulare este conectată la capătul interior al galeriei spirale şi reprezintă în acelaşi timp şi arborele de rotație.În practică rotorul

compresorului este format din două spirale defazate la 180° în scopul unei bune echilibrări dinamice, întrucât pentru obținerea unui randament convenabil sunt necesare peste 20000 rot/min.



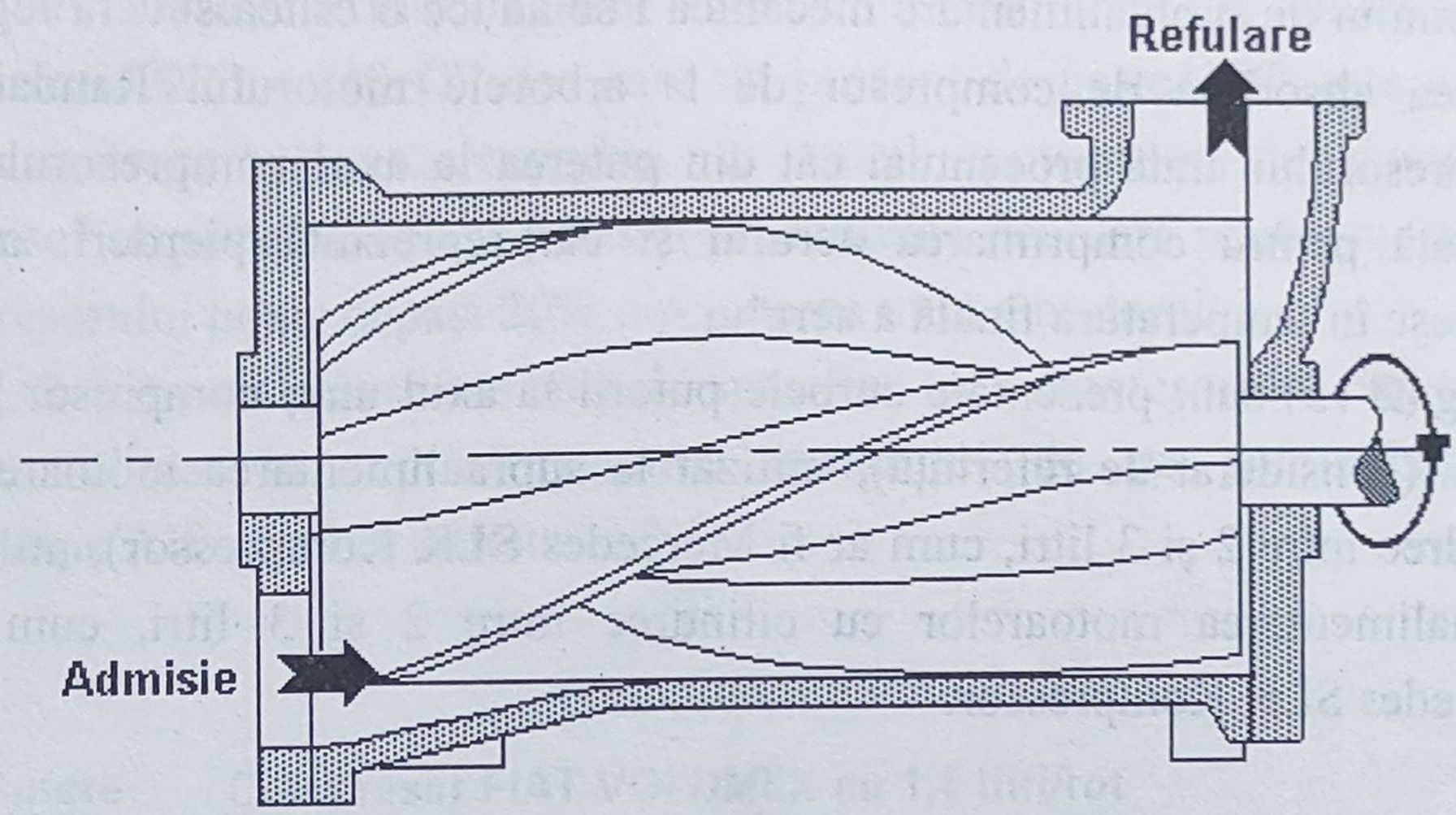
© CGC **Fig. (2 - 13)** Compresorul "Tip G"

Eficiența compresorului este puternic dependentă de turația motorului, ceea ce în realitate se traduce prin cupluri reduse la turații joase. Aceste dezavantaje corelate şi cu necesitatea utilizării unei transmisii cu raport de multiplicare mai mare ca trei estompează avantajul simplității constructive.

2.3.2. Compresorul "LYSHOLM"

Compresorul Lysholm este conceput după principiul şurubului fără sfârşit. Rotorul compresorului reprezintă un şurub cu mai multe începuturi montat în interiorul unei camere de compresie cilindrică. Din punct de vedere constructiv pasul şurubului este de câteva ori mai mare decât lungimea, astfel încât se pot obține randamente şi rapoarte de compresie convenabile. În Fig.(2-14) este prezentată o secțiune longitudinală prin compresorul

Lysholm.



© CGC **Fig. (2 - 14)** Compresorul LYSHOLM

Gabaritul redus, siguranța în funcționare şi mai aleś raportul mare lungime/grosime pot constitui în unele cazuri particulare avantaje importante.

Ca dezavantaj major se poate menționa tehnologia complicată de fabricare a rotorilor şi zgomotul în funcționare. Turația ridicată necesară pentru realizarea unei eficiențe convenabile, implică aplicarea unor soluții constructive pretențioase şi echilibrare de precizie a rotorului.

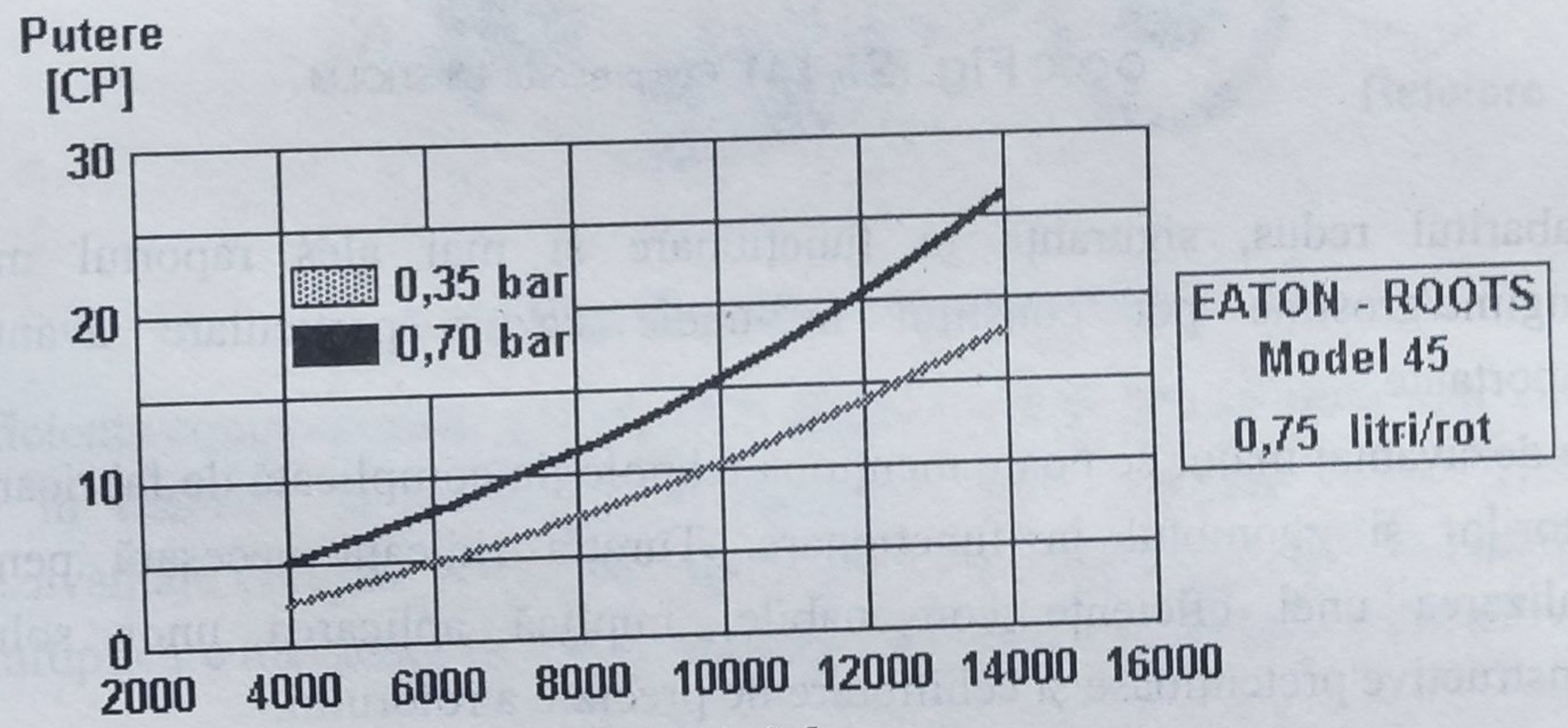
2.4. ASPECTE SPECIFICE ÎN FUNCȚIONAREA COMPRESORULUI MECANIC

Comprimarea aerului în interiorul compresorului implică două aspecte importante din punctul de vedere al acordării dintre compresor şi motor. Acestea sunt puterea absorbită de compresor de la arborele motorului şi temperatura aerului (gazului) la ieşirea din compresor.

2.4.1. Puterea absorbită de compresor

Sistemului de supraalimentare mecanică i se aduce o critcă severă legată de puterea absorbită de compresor de la arborele motorului Randamentul compresorului arată procentual cât din puterea la axul compresorului este utilizată pentru comprimarea aerului şi cât reprezintă pierderi, care se regăsesc în temperatura finală a aerului.

În Fig.(2-15) sunt prezentate curbele puterii la axul unui compresor Eaton-Roots (considerat de referință), utilizat la supraalimentarea motoarelor cu cilindree între 2 şi 3 litri, cum ar fi Mercedes SLK Kompressor), utilizat la supraalimentarea motoarelor cu cilindree între 2 şi 3 litri, cum ar fi Mercedes SLK Kompressor.



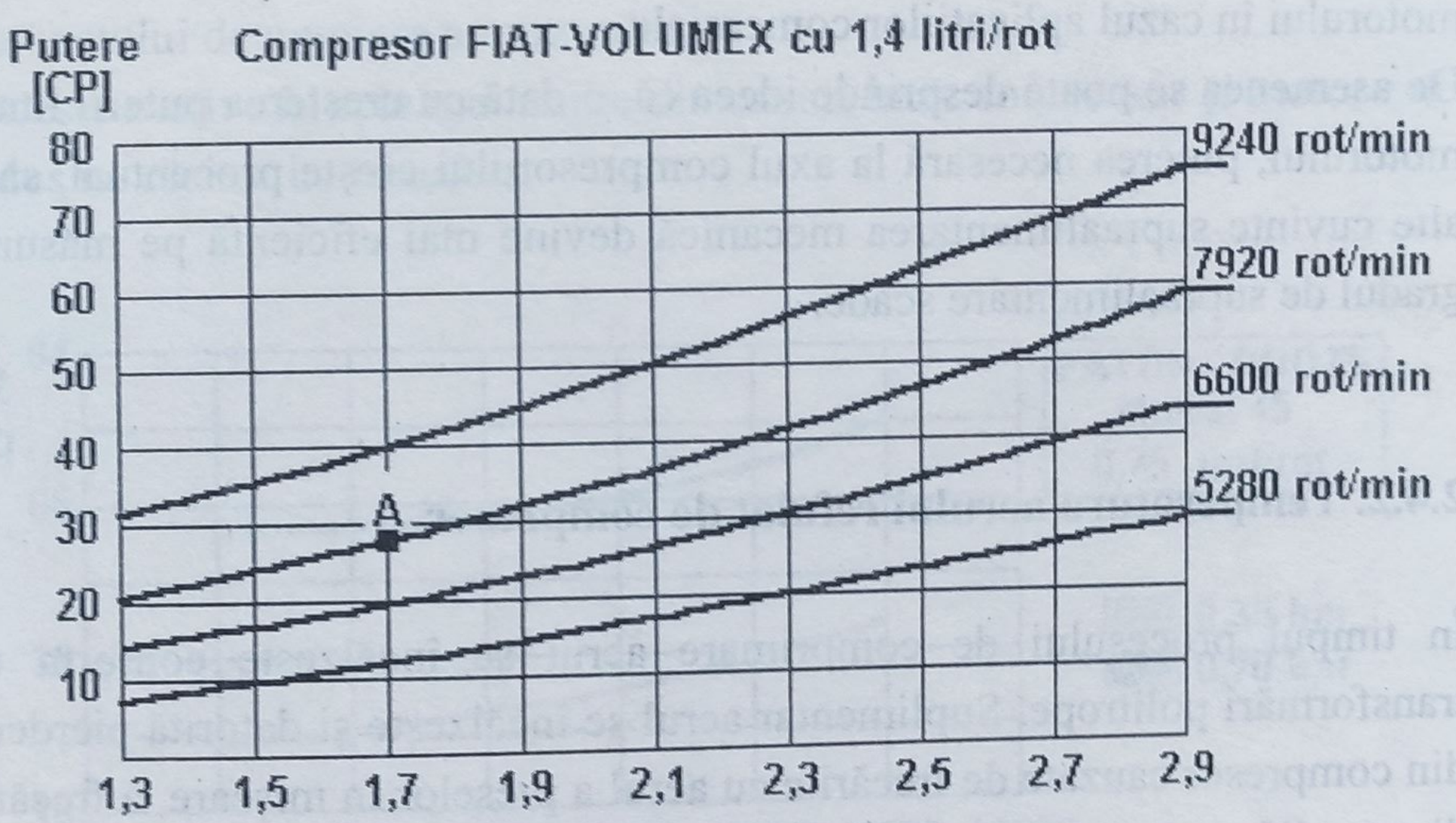
©CGC **Fig. (2 - 15)** Puterea absorbită de compresor în funcție de turația compresorului şi presiunea de supraalimentare

Aşa cum s-a arătat, la cea mai mare parte din compresoare, randamentul real în timpul funcționării se încadrează în intervalul 50-70%, ceea ce înseamnă că din puterea la ax, o parte importantă de până la jumătate este pierdută. Puterea absorbită de compresor depinde de debitul de aer, presiunea de

supraalimentare şi turaţia compresorului.

Practic, în cazul aplicaţiilor comerciale cu acest tip de compresor se poate obţine o putere maximă la axul motorului (indiferent de cilindree) de aproximativ 220 - 240 CP din care un procent de peste 10% este utilizat pentru antrenarea compresorului. În cazul motoarelor de competiţie "împinse" la peste 100 CP/l puterea procentuală necesară pentru antrenarea compresorului poate depăşi 20% din puterea utilă a motorului.

În Fig.(2-16) sunt prezentate curbele specifice ale compresorului Fiat (de tip Roots) utilizat la supraalimentarea motorului de pe automobilul de competiţie Alfa Romeo Alfetta 159.



© CGC **Fig. (2 - 16)** Caracteristicile compresorului utilizat la Alfetta 159

Compresorul este antrenat de la axul motorului cu un raport de multiplicare de 1,32 şi are un debit teoretic de 1,4 litri pe rotaţie. Pentru regimul de putere maximă a motorului (aproximativ 420 CP utili) compresorul necesită o putere de 75 CP, deci estimând şi pierderile în transmisia compresorului în realitate motorul furnizează 500 CP.

Pentru a putea face o comparație între compresorul Eaton prezentat anterior şi compresorul Fiat se propune analiza punctului **A** de funcționare.
Pentru acest punct, presiunea (absolută) de supraalimentare este de 1,7 bar corespunzătoare unei turații de aproximativ 8000 rot/min şi unui volum intern de 1,4 litri. Se poate considera cu o aproximație convenabilă că aceeaşi presiune şi acelaşi debit ar putea fi realizate cu un compresor de două ori mai mic, dar care se roteşte cu o turație de două ori mai mare, deci 0,7 litri şi 16000 rot/min. Aceste valori sunt foarte apropiate de regimul maxim al compresorului Eaton, Fig.(2-15), adică 0,7 bar la 14000 rot/min şi 0,75 litri/rot, în condițiile aceleIaşi puteri absorbite.
Conform celor prezentate se poate afirma că indiferent de tipul compresorului, pentru antrenare este necesară peste 10% din puterea motorului în cazul aplicațiilor comerciale.
De asemenea se poate desprinde ideea că, o dată cu creşterea puterii litrice a motorului, puterea necesară la axul compresorului creşte procentual, sau cu alte cuvinte supraalimentarea mecanică devine mai eficientă pe măsură ce gradul de supraalimentare scade.

2.4.2. Temperatura aerului refulat de compresor

În timpul procesului de comprimare aerul se încălzeşte conform unei transformări politrope. Suplimentar aerul se încălzeşte şi datorită pierderilor din compresor cauzate de frecările cu aerul a pieselor în mişcare, a frecărilor dintre diferitele straturi de aer, de vârtejurile care apar pe traseele gazodinamice din compresor, precum şi de frecările mecanice ale pieselor în mişcare.
Aşa cum s-a arătat mărimea acestor pierderi (care contribuie integral la încălzirea aerului) poate reprezenta 25-50% din puterea absorbită de compresor de la arborele motorului. Din acest motiv, la ieşirea din compresor aerul poate atinge temperaturi de câteva ori mai ridicate decât la intrare.
În principiu temperatura aerul refulat de compresor creşte "relativ" liniar cu

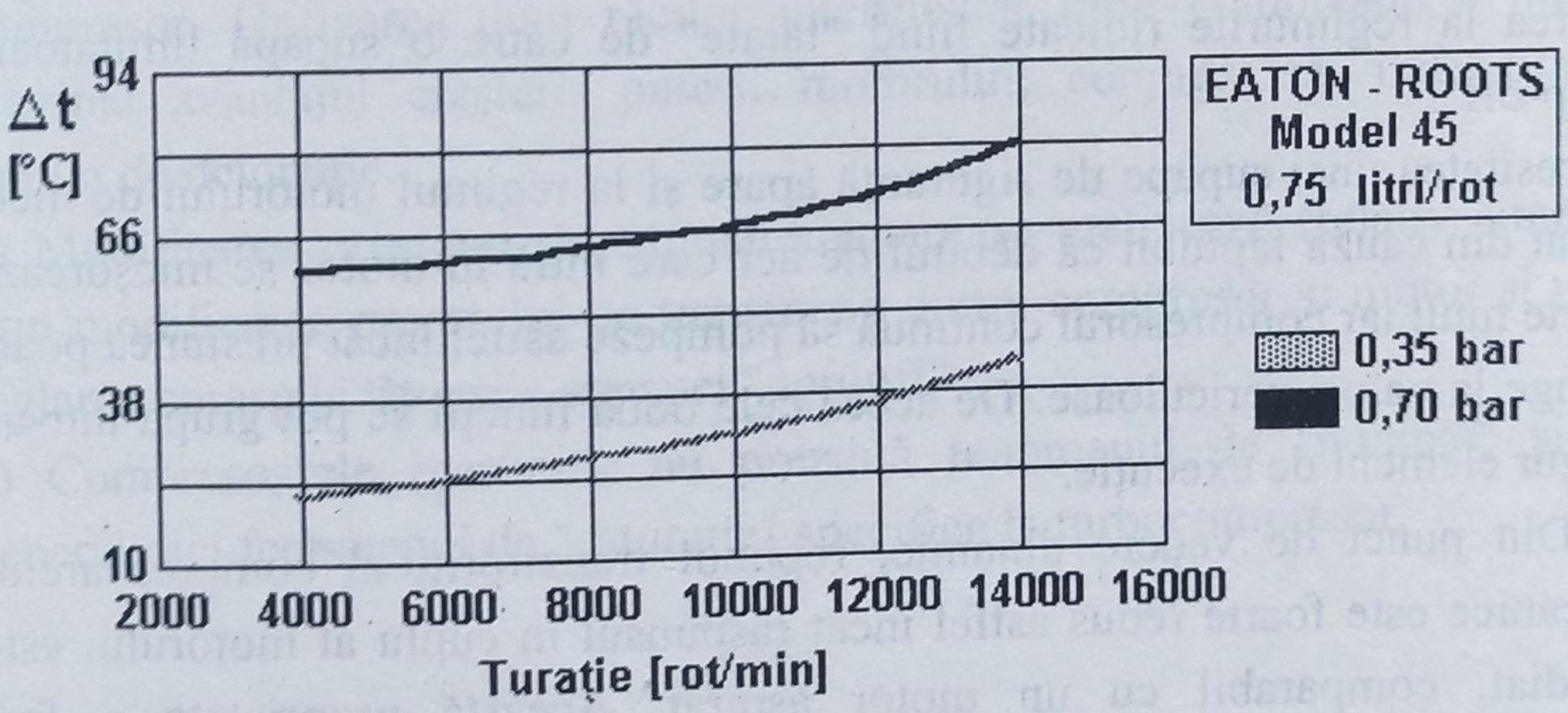
raportul de comprimare şi în mai mică măsură în funcţie de debitul şi turaţia compresorului.

În Fig.(2-17) este prezentată variaţia de temperatură a aerului în funcţie de turaţia compresorului în cazul compresorului Eaton-Roots (Model 45).

Conform caracteristicilor Eaton-Roots este posibil ca la sarcină plină în condiţiile unei temperaturi ambiante de 20°C, la ieşirea din compresor să se obţină 100°C. Valori asemănătoare sunt specifice pentru majoritatea compresoarelor cunoscute, astfel încât se poate considera ca valoare de referinţă o creştere reală de temperatură de 80-95°C la supraalimentarea cu o presiune de 1 bar.

Introducerea aerului cu temperatură ridicată în motor favorizează în mod deosebit apariţia arderii detonante şi de asemenea are efecte negative asupra randamentului de umplere a motorului.

Din aceste motive în cele mai multe din cazuri între compresor şi motor este introdus un răcitor intermediar.



© CGC **Fig. (2 - 17)** Variaţia de temperatură la ieşirea aerului din compresor

2.5. ASPECTE GENERALE ALE COMPRESOARELOR MECANICE

1) Compresoarele mecanice în general (şi cele volumetrice în special) realizează în mod natural cea mai bună cuplare între motor şi compresor datorită aceluiaşi caracter de maşină volumetrică şi pentru motor.
Conform acestui caracter, debitul de aer al celor două sisteme variază după legi analoge, ceea ce permite menținerea aproximativ constantă a presiunii de supraalimentare în toată plaja de turații a motorului. Această proprietate pozitivă favorizează motoarele la care se doreşte realizarea unui cuplu important la turații joase. însă este limitată de variația randamentului global al compresorului cauzată în principal de reducerile de debit care apar în lipsa unei etanşeități perfecte.
În practică acest dezavantaj este rezolvat prin dimensionarea compresorului (sau a raportului de transmisie) pentru funcționarea la regimurile joase ale motorului, eventualele excese ale presiunii de supraalimentare care pot apărea la regimurile ridicate fiind "tăiate" de către o supapă limitatoare "pop-off".
Necesitatea unei supape de siguranță apare şi la regimul motorului de mers forțat din cauza faptului că debitul de aer care intră în motor se micşorează foarte mult iar compresorul continuă să pompeze astfel încât presiunea poate ajunge la valori periculoase. De aceea cele două funcții se pot grupa într-un singur element de execuție.
2) Din punct de vedere dinamic, regimul tranzitoriu al compresoarelor mecanice este foarte redus astfel încât răspunsul în cuplu al motorului este imediat, comparabil cu un motor aspirat. Această proprietate a fost considerată mult timp esențială în sfera competițională unde varianta de supraalimentare cu turbocompresor necesita un regim tranzitoriu sensibil mai lung (turbo-lag).
3) Puterea absorbită de la arborele motorului de către compresor este parțial recuperată. Recuperarea are loc datorită fazei de admisie a motorului care poate fi realizată cu suprapresiune față de faza de evacuare, astfel încât în

motor este introdus un lucru util de pompaj. Lucrul util de pompaj permite recuperarea la nivelul pistoanelor a unei părți (relativ modeste) a puterii absorbite de compresor.

Undele intense care se formează în galeria de admisie datorită suprapresiunii pot fi folosite şi pentru o foarte bună baleiere a camerei de ardere în momentul de încrucişare a supapelor. Specific pentru motoarele supraalimentate este tendința de baleiere excesivă a camerei de ardere (superlavaggio) datorită diferenței mari dintre presiunea de admisie şi cea de evacuare. Din acest motiv se utilizează faze de încrucişare tipic reduse însă baleierea excesivă la supraalimentarea mecanică prezintă un caracter negativ mai puțin important față de turbocompresor la care pot apărea pierderi de putere importante (din cauza răcirii gazelor de evacuare).

4) În cazul unui compresor în mai multe trepte, utilizarea unui răcitor intermediar (între trepte) permite atât creşterea puterii motorului (prin creşterea densității aerului) cât şi creşterea randamentului global al compresorului, cu efect pozitiv şi în scăderea puterii mecanice absorbite de compresor. Utilizarea unui răcitor intermediar între compresor şi motor prezintă avantajul creşterii puterii motorului, conjugat cu îndepărtarea limitei de detonație.

5) Modificarea presiunii de supraalimentare se realizează (relativ simplu) prin modificarea raportului de transmisie dintre compresor şi motor şi prin reglarea corespunzătoare a supapei "pop-off".

6) Compresoarele mecanice nu prezintă fenomenul de "pompaj" şi în general nici fenomenul de "saturație" specifice la turbocompresor.

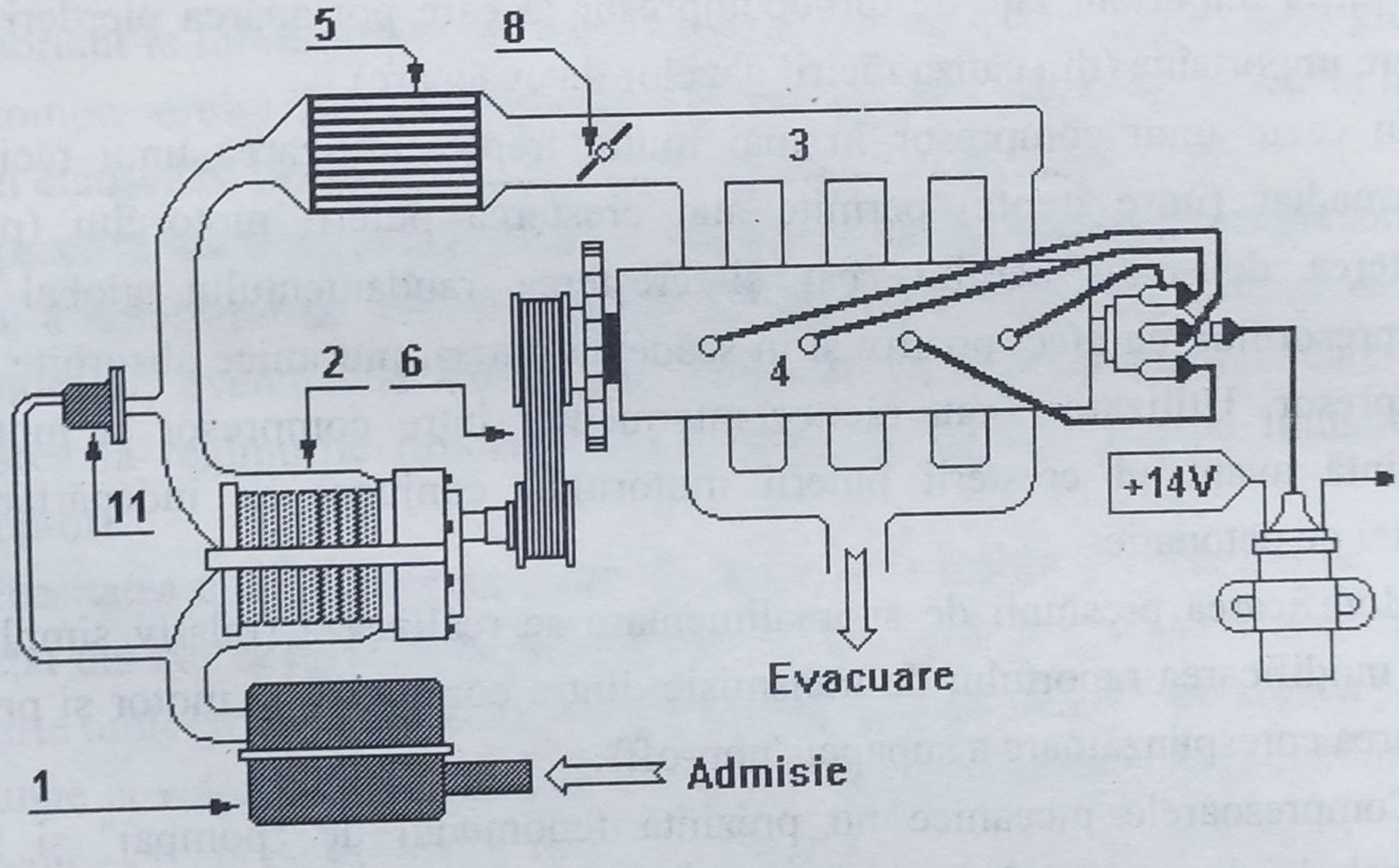
2.6. CONTROLUL SUPRAALIMENTĂRII MECANICE

Pentru uniformitate în acest subcapitol sunt utilizate simbolurile şi notațiile din Fig.(2-1).

2.6.1. Compresoare cu antrenare permanentă

Datorită caracteristicilor similare ale compresorului şi ale motorului, supraalimentarea mecanică poate fi aplicată cu performanțe convenabile fără un control electronic. Pentru aceasta este căutat un compromis funcțional între caracteristicile compresorului volumetric şi motor.

În Fig.(2-18) este prezentată cea mai simplă variantă posibilă de supraalimentare mecanică utilizată (de exemplu) în mod asemănător şi la automobilele Volkswagen G60.



© CGC **Fig. (2 - 18)** Supraalimentare cu antrenare permanentă

Caracteristic pentru această variantă de supraalimentare este antrenarea permanentă la o turație mai mare decât cea a motorului (4) prin intermediul unei transmisii (6) a compresorului (2).

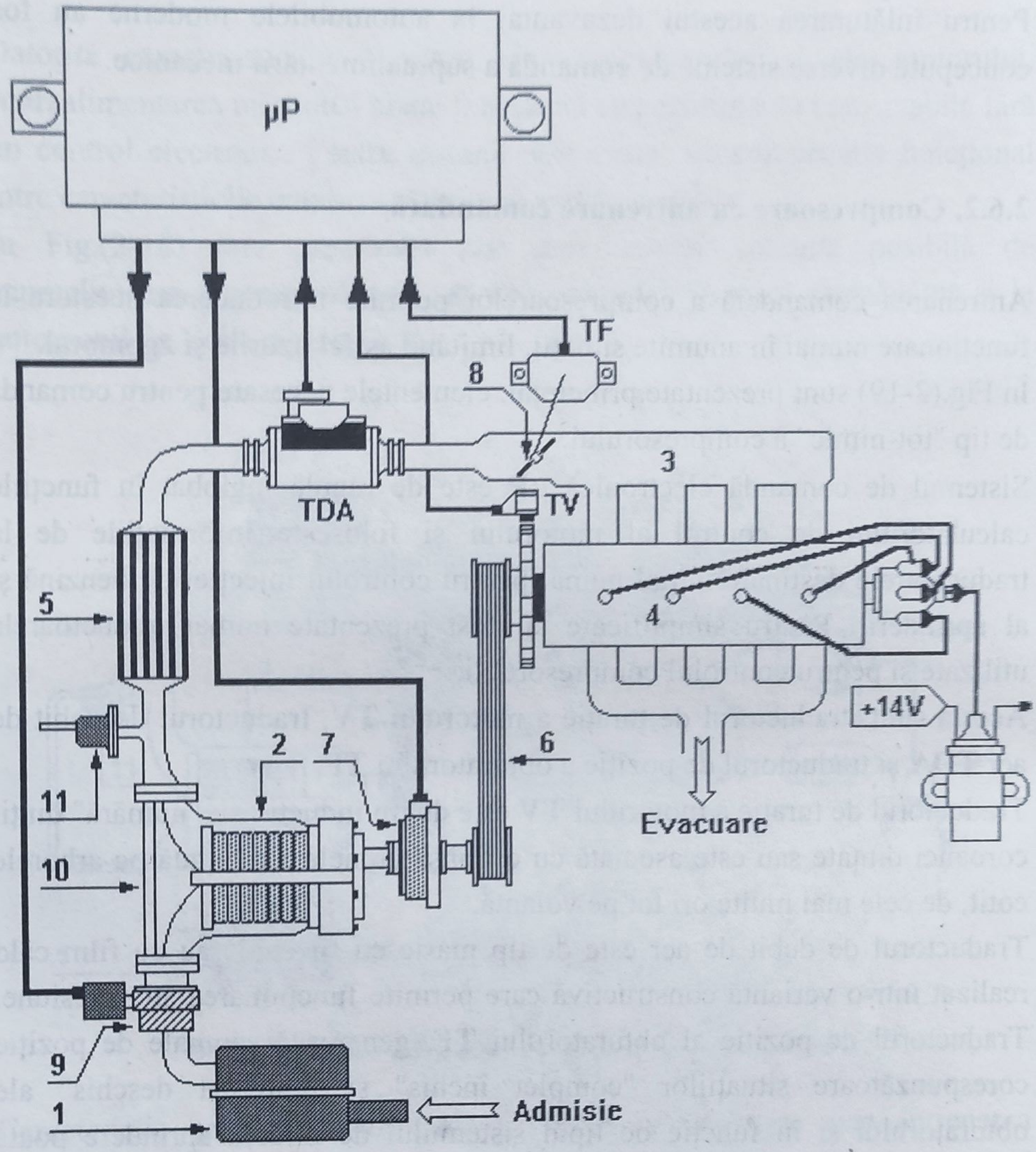
Compresorul (2) aspiră aer din atmosferă prin intermediul unui filtru (1) după care îl refulează în galeria de admisie (3) prin intermediul unui răcitor intermediar (5). Reglajul sarcinii motorului se realizează clasic prin intermediul unui obturator (8).

Antrenarea permanentă a compresorului constituie un dezavantaj important

în cazul în care condițiile de funcționare impun sarcini parțiale îndelungate. Pentru înlăturarea acestui dezavantaj la automobilele moderne au fost concepute diverse sisteme de comandă a supraalimentării mecanice.

2.6.2. Compresoare cu antrenare comandată

Antrenarea comandată a compresoarelor permite introducerea acestora în funcționare numai în anumite situații, limitând astfel uzurile şi zgomotul.
În Fig.(2-19) sunt prezentate principial, elementele necesare pentru comanda de tip "tot-nimic" a compresorului.
Sistemul de comandă electronică **µP** este de regulă înglobat în funcțiile calculatorului de control al motorului şi foloseşte informațiile de la traductoarele destinate inițial numai pentru controlul injecției de benzină şi al aprinderii. Pentru simplificare au fost prezentate numai traductoarele utilizate şi pentru controlul compresorului.
Acesta sunt: traductorul de turație a motorului **TV**, traductorul de debit de aer **TDA** şi traductorul de poziție a obturatorului **TF**.
Traductorul de turație a motorului **TV** este de tip inductiv şi "numără" dinții coroanei dințate sau este asociată cu o flanşă crenelată montată pe arborele cotit, de cele mai multe ori tot pe volantă.
Traductorul de debit de aer este de tip masic cu fir cald sau cu film cald realizat într-o variantă constructivă care permite funcționarea sub presiune.
Traductorul de poziție al obturatorului **TF**, generează semnale de poziție corespunzătoare situațiilor "complet închis" şi "complet deschis" ale obturatorului şi în funcție de tipul sistemului de injecție/aprindere poate genera şi semnale pentru determinarea unghiului de deschidere al obturatorului.
Pornind de la informațiile celor trei traductoare sistemul electronic generează semnale de acționare (de tip "tot-nimic") pentru valva de by-pass (9) şi pentru cuplajul electromagnetic (7).
Atunci când este alimentat cuplajul electromagnetic (7), compresorul (2) este antrenat strict cu turația arborelui de ieşire al transmisiei (6).



© CGC **Fig. (2 - 19)** Supraalimentare cu antrenare comandată

În absența semnalului de comandă al cuplajul (7) nu există legătură mecanică între motor şi compresor.

Strategia de supraalimentare prevede antrenarea predictivă a compresorului

(prin alimentarea cuplajului 7) la depăşirea unei turaţii fixe de prag a motorului, determinată cu ajutorul **TV**.

În mod normal turaţia de prag este situată în prima treime a plajei de turaţie a motorului (2000 rot/min la Mercedes C-200/230 Kompressor).

Compresorul poate fi antrenat şi sub turaţia de prag atunci când **TDA** sesizează o sarcină importantă (peste 60-80%), sau atunci când **TF** sesizează deschiderea completă a obturatorului (8) şi/sau apăsarea bruscă a pedalei de acceleraţie.

Introducerea efectivă a compresorului în circuitul de supraalimentare se realizează numai în condiţia închiderii valvei (9).

În cazul funcţionării cu sarcini reduse la turaţii mai mari decât turaţia de prag, valva (9) rămâne deschisă şi aerul trece din filtrul de aer direct în intecooler. În această situaţie compresorul (deşi este antrenat) absoarbe o putere mecanică redusă iar zgomotul produs în funcţionare este limitat.

Valva (9) este comandată indiferent de turaţia motorului numai atunci când **TDA** sesizează o sarcină importantă sau când **TF** sesizează deschiderea completă a obturatorului (8) şi/sau apăsarea bruscă a pedalei de acceleraţie. În situaţia în care motorul funcţionează la o turaţie situată sub valoarea de prag şi pedala de acceleraţie este apăsată rapid, sistemul electronic de comandă alimentează la început numai cuplajul (7) după care este comandată şi valva (9). Secvenţa de comandă durează aproximativ 0,5s şi are rolul de a proteja cuplajul electromagnetic (accelerare cu sarcină redusă).

Indiferent de condiţiile de funcţionare, atunci când traductorul **TF** determină poziţia complet ridicată a pedalei de acceleraţie, se comandă şuntarea compresorului prin deschiderea valvei (9). Această funcţie este similară cu deschiderea supapei "pop-off" (11) în cazul regimului de mers forţat al motorului. Cu toate acestea supapa (11) nu poate lipsi dacă este necesar reglajul presiunii de supraalimentare la turaţii ridicate.

2.6.3. Compresoare antrenate cu raport de transmisie pseudovariabil

În Fig.(2-20) este .prezentată schema de principiu a unui sistem de

supraalimentare controlată la care dependența dintre turația motorului și turația compresorului este modificată în mod continuu de către sistemul electronic de comandă μP (dedicat numai pentru supraalimentare) în funcție de condițiile reale de funcționare.

Sistemul electronic μP utilizează informații de la traductoare comune cu celelalte sisteme de control ale motorului şi ale automobilului, dar necesită şi alte informații provenite exclusiv de la traductoare specifice.

Sistemul este conceput pentru supraalimentare (semi) parametrică şi pentru automatizarea completă a motorului. Funcția principală a μP este controlul compresorului.

Elementul esențial al sistemului îl constituie utilizarea cuplajului electromagnetic cu alunecare (7).

Spre deosebire de cuplajele electromagnetice de tip "tot-nimic" la care turația arborelui condus este riguros egală cu turația arborelui conducător (în momentul alimentării), cuplajul cu alunecare permite ca turația arborele condus să fie diferită de turația arborelui conducător.

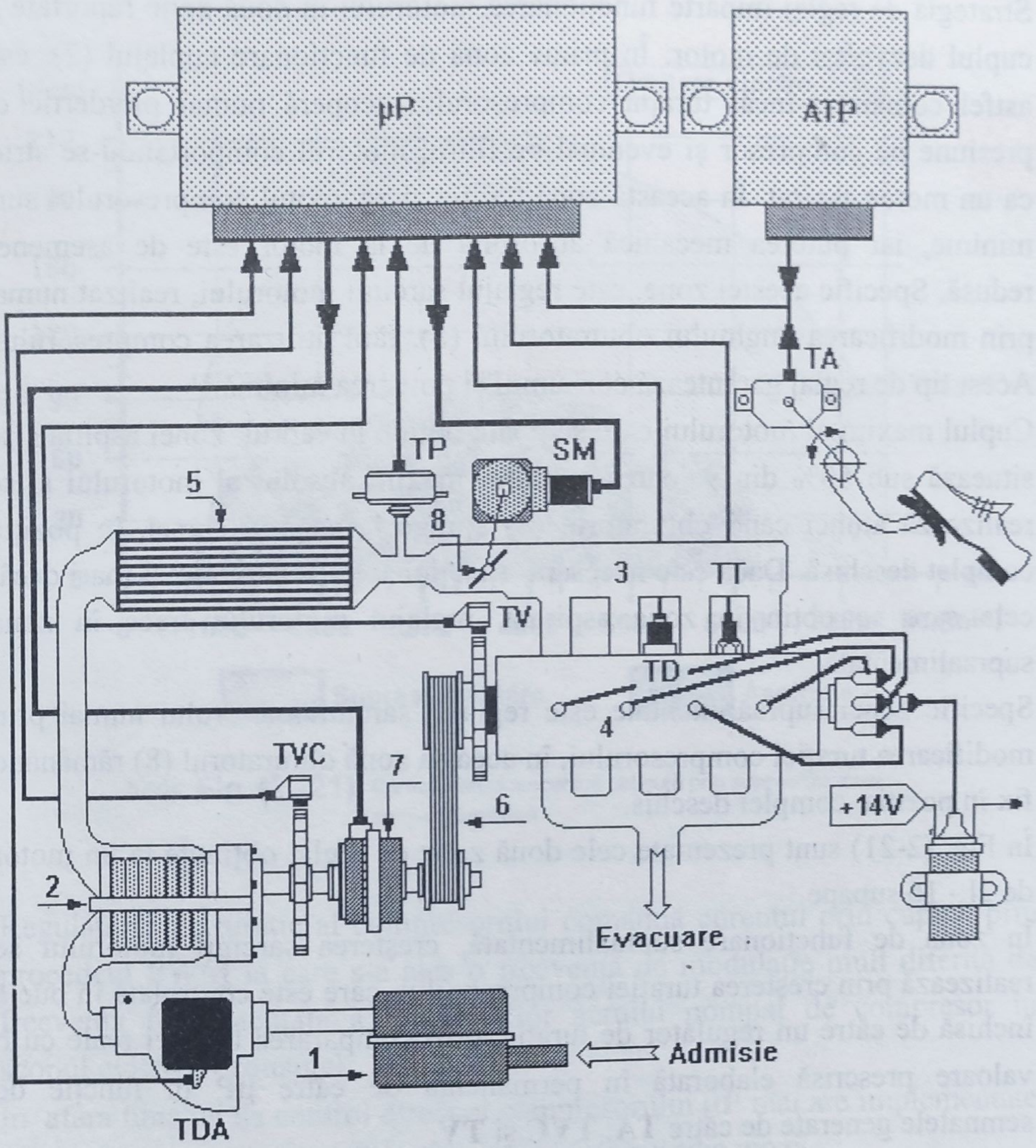
Sunt cunoscute mai multe tipuri conceptuale de cuplaje cu alunecare însă în tehnica supraalimentării este utilizat fără excepție cuplajul cu pulberi magnetice.

Cuplajul cu pulberi magnetice prezintă avantajul unui gabarit redus şi al unei dependențe stricte între cuplul transmis şi curentul (continuu) de alimentare. Turația arborelui condus este însă puternic dependentă de sarcină pentru un curent de alimentare fix astfel încât nu este posibilă reglarea directă. În plus şi turația arborelui conducător se modifică (în funcție de turația motorului) ceea ce complică sistemul de reglaj.

Din acest motiv pentru reglarea optimă a turației arborelui condus este utilizat un traductor suplimentar de turație a compresorului **TVC** similar (conceptual) cu **TV**. Tot pentru comanda compresorului mai sunt utilizate informațiile provenite de la **TDA** şi de la un traductor suplimentar de presiune **TP**.

TDA este plasat în zona de joasă presiune (supapa "pop-off" nu este necesară) şi poate fi de orice tip constructiv iar **TP** este de tip piezorezistiv

şi este plasat după intercooler pentru limitarea solicitărilor termice.

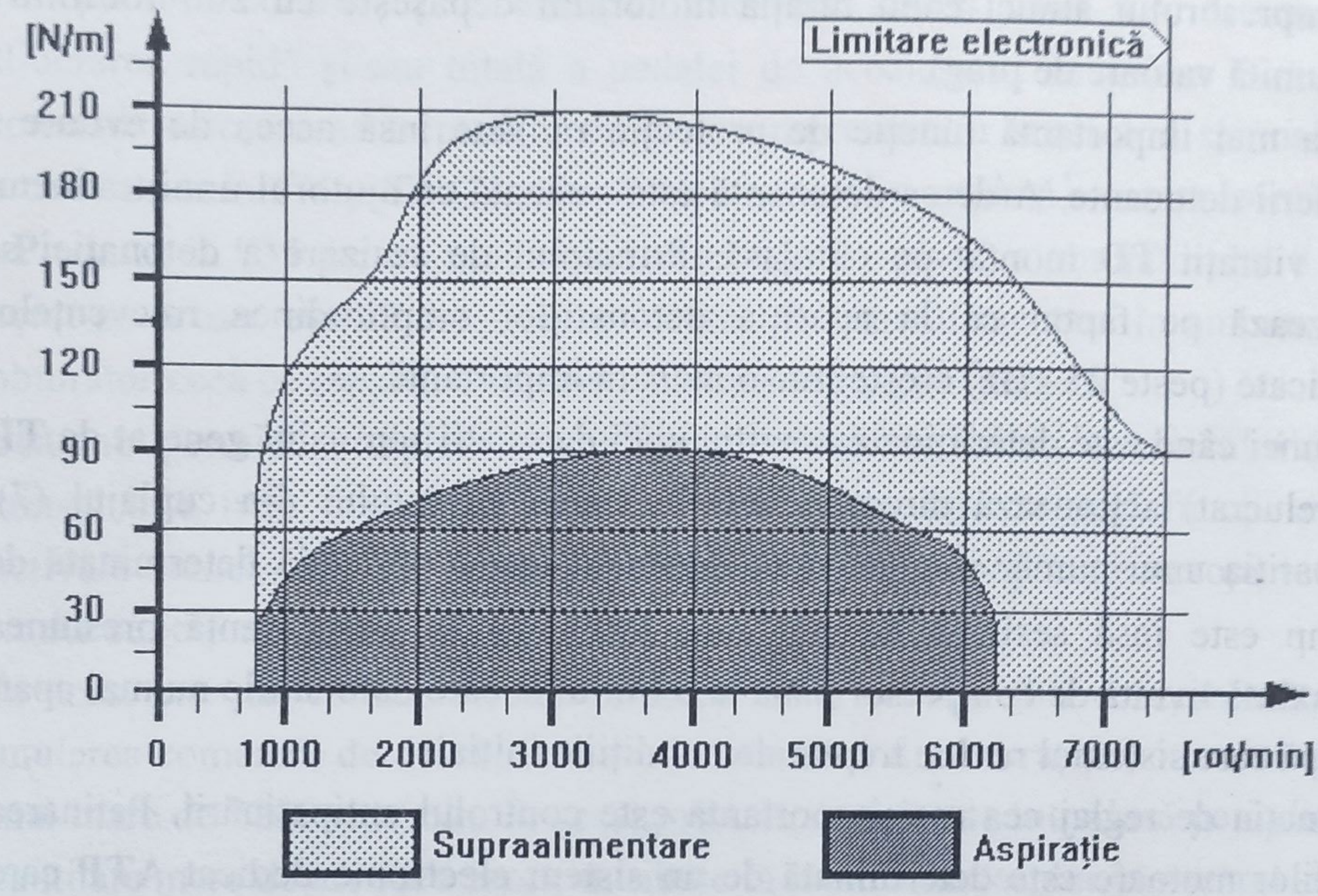


© CGC **Fig. (2 - 20)** Supraalimentare cu raport de transmisie pseudovariabil

Pentru reglajul sarcinii motorului s-a renunțat la cuplarea mecanică dintre pedala de acceleraţie şi obturatorul (8) şi a fost introdus un servomecanism **SM**. Acesta este comandat de către **μP** în funcţie de poziţia pedalei de

accelerație, determinată de către traductorul **TA** (asemănător cu **TF**) şi în funcție de unii parametri de funcționare ai motorului şi ai automobilului.
Strategia de reglaj împarte funcționarea motorului în două zone raportate la cuplul dezvoltat de motor. În prima zonă de funcționare cuplajul (7). este astfel comandat încât turația compresorului acoperă numai pierderile de presiune pe compresor şi eventual pe filtru, motorul comportându-se strict ca un motor aspirat. În această zonă turația şi zgomotul compresorului sunt minime, iar puterea mecanică absorbită de la motor este de asemenea redusă. Specific acestei zone, este reglajul sarcinii motorului, realizat numai prin modificarea unghiului obturatorului (8), fără utilizarea compresorului. Acest tip de reglaj garantează consumul şi poluarea minimă.
Cuplul maxim al motorului care se poate obține în cadrul zonei aspirate, se situează sub 50% din valoarea cuplului maxim absolut al motorului şi se realizează atunci când obturatorul (8) ajunge la capătul cursei, în poziția complet deschisă. Dacă este necesară funcționarea la sarcini mai mari decât cele care se obțin în zona aspirată, reglajul motorului trece în zona supraalimentată.
Specific zonei supraalimentate este reglajul sarcinii motorului numai prin modificarea turației compresorului, în această zonă obturatorul (8) rămânând fix în poziția complet deschis.
În Fig. (2-21) sunt prezentate cele două zone de reglaj obținute la un motor de 2l - 16 supape.
În zona de funcționare supraalimentată, creşterea sarcinii motorului se realizează prin creşterea turației compresorului, care este controlată în buclă închisă de către un regulator de turație, prin compararea turației reale cu o valoare prescrisă elaborată în permanență de către **µP** în funcție de semnalele generate de către **TA**, **TVC** şi **TV**.
Algoritmul de reglaj implică utilizarea unei memorii (EPROM) în care este tabelată dependența dintre turația motorului (**TV**) şi turația compresorului (**TVC**), pentru realizarea unei anumite caracteristici (impuse) a cuplului maxim al motorului.
Valorile tabelate sunt utilizate ca turație de referință atunci când pedala de accelerație este complet apăsată iar în cazul funcționării la sarcini parțiale

ridicate, turația de referință reprezintă o fracțiune (determinată în funcție de semnalul generat de **TA**) a valorii tabelate.



© CGC **Fig. (2 - 21)** Caracteristica mecanică obținută prin supraalimentare semi-parametrică

Regulatorul de turație al compresorului comandă curentul prin cuplaj, prin procedeul **PWM** la care s-a ales o frecvență de modulație mult diferită de frecvența fundamentală a impulsurilor aerului pompat de compresor în scopul evitării rezonanței.

În afara funcției de control direct al compresorului **μP** mai are implementate funcții de protecție, de reglaj, de confort şi de autodiagnoză.

Funcțiile de protecție mențin motorul numai în cadrul domeniului proiectat.

Protecția termică a motorului este realizată cu ajutorul unui traductor de temperatură **TT** (termistor) montat pe motor.

Informația generată de **TT** conduce la micşorarea treptată a presiunii de supraalimentare în cazul depăşirii temperaturii nominale de funcționare sau

în cazul temperaturilor prea coborâte. În mod asemănător este realizată funcţia de limitare a turaţiei maxime a motorului cu deosebirea unei reduceri mult mai rapide a presiunii (se poate ajunge la deconectarea completă a compresorului atunci când turaţia motorului depăşeşte cu 200 rot/min o anumită valoare de prag).

Cea mai importantă funcţie de protecţie rămâne însă aceea de evitare a arderii detonante. Arderea detonantă este sesizată cu ajutorul unui traductor de vibraţii **TD** montat pe chiulasă. Principiul de sesizare a detonaţiei se bazează pe faptul că la apariţia detonaţiilor amplitudinea frecvenţelor ridicate (peste 25 kHz) creşte într-o măsură importantă.

Atunci când este determinată apariţia unei detonaţii semnalul generat de TD (prelucrat) acţionează direct pentru limitarea curentului din cuplajul (7). Apariţia unui număr important de detonaţii într-o perioadă determinată de timp este însă sesizată de **µP** care limitează în permanenţă presiunea maximă livrată de compresor până la o limită la care detonaţiile nu mai apar, după care sistemul revine treptat la condiţiile iniţiale.

Funcţia de reglaj cea mai importantă este controlul antipatinării. Patinarea roţilor motoare este determinată de un sistem electronic dedicat **ATP** care primeşte informaţii de la traductoare de turaţii plasate la fiecare roată, precum şi de la traductoare specifice.

În primul moment în care este determinată apariţia patinării **ATP** intervine direct pentru limitarea curentului din cuplajul (7), după care controlul antipatinării este preluat de sistemul µP.

Sistemul **µP** poate recurge inclusiv la comanda extremă de închidere a obturatorului (8) până în momentul în care **ATP** stabileşte reluarea funcţionării normale, moment în care cuplul motorului este crescut treptat după algoritmuri diferite până la valoarea comandată de **TA**.

Algoritmul de revenire este determinat de valoarea cuplului la care a început patinarea şi de valoarea cuplului la care s-a reluat aderenţa, corelate şi cu viteza automobilului, astfel încât pot fi sesizate (şi rezolvate diferit) patinarea pe asfalt uscat, asfalt ud sau gheaţă.

Funcţiile de confort se referă la controlul acceleraţiei şi decelaraţiei şi sunt

cu atât mai necesare cu cât raportul Putere/Masă al automobilului creşte. Controlul electronic al decelerației este obligatoriu în cazul în care nu este folosită supapa "pop-off".

Funcția de control al decelerației intervine atunci când **TA** determină eliberarea rapidă şi/sau totală a pedalei de accelerație. În prima faza **µP** comandă micşorarea treptată a turației compresorului analizând semnalele provenite de la **TV** şi **TVC** iar după deconectarea completă a compresorului, **µP** comandă **SM** pentru închiderea completă (treptată) a obturatorului 8. În acest mod este evitată creşterea presiunii de supraalimentare în amonte de obturator ceea ce rezolvă una dintre funcțiile supapei "pop-off".

Sistemul permite şi implementarea funcției de răcire forțată a motorului care constă în a treia fază după închiderea obturatorului. Această funcție este activată atunci cânt **TT** determină temperaturi de funcționare apropiate de limita superioară.

În acest caz **µP** comandă redeschiderea obturatorului (8). concomitent cu anularea comenzii de deschidere a injectoarelor, dacă turația motorului este mai mare de 1200 rot/min. În acest mod, în motor este introdusă periodic o cantitate mare de aer rece care contribuie la răcirea motorului în general şi al supapelor în mod special.

Utilizarea răcirii forțate este limitată de fenomenul secundar de răcire a catalizatorului care scade eficiența depoluării la reluarea funcționării. Trecerea de la un regim la altul al motorului poate dura între 1 şi 3 secunde..

Funcțiile de autodiagnoză sunt specifice sistemelor moderne de gestiune electronică. Autodiagnoza se bazează pe corelarea informațiilor (aparent redondante) provenite de la diverse traductoare. În cele ce urmează este exemplificat modul de analiză a circuitului de admisie.

Într-o memorie EPROM este tabelată dependența dintre turația compresorului, turația motorului şi presiunea din galerie, sub forma unei curbe tridimensionale corespunzătoare funcționării în condiții normale la nivelul mării.

De regulă presiunea determinată de **TP** este inferioară valorii tabelate astfel încât **µP** introduce o creştere suplimentară a turației compresorului numită

"Corecţie Altimetrică" (**CA**). Dacă **CA** are o creştere aproximativ constantă, în momentul acceleraţiilor mari funcţionarea sistemului de supraalimentare este considerată normală. Dacă **CA** este puternic neliniară crescând foarte repede în zona sarcinilor mari ale motorului, situaţia este interpretată ca fiind specifică unui filtru de aer colmatat, iar pe consola **µP** apare un mesaj specific pentru schimbarea/spălarea filtrului.

O altă situaţie poate să apară atunci când la sarcini parţiale reduse (eventual la mers în gol), este determinată necesitatea unui **CA** negative, adică o turaţie mai redusă a compresorului decât cea tabelată, iar la sarcini mari **CA** devine pozitivă. Această situaţie este interpretată ca o pierdere de etanşeitate între compresor şi motor (intercooler, racorduri, etc. fisurate) ceea ce conduce la apariţia unui alt mesaj specific pe consola **µP**.

2.6.3.1. Cuplajul cu alunecare

Complexitatea deosebită a sistemului de control este bazată în mare măsură pe proprietatea cuplajului (7) de a funcţiona cu alunecarea:

$$s = (n_1 - n_2) \,/\, n_1, \qquad (2.1)$$

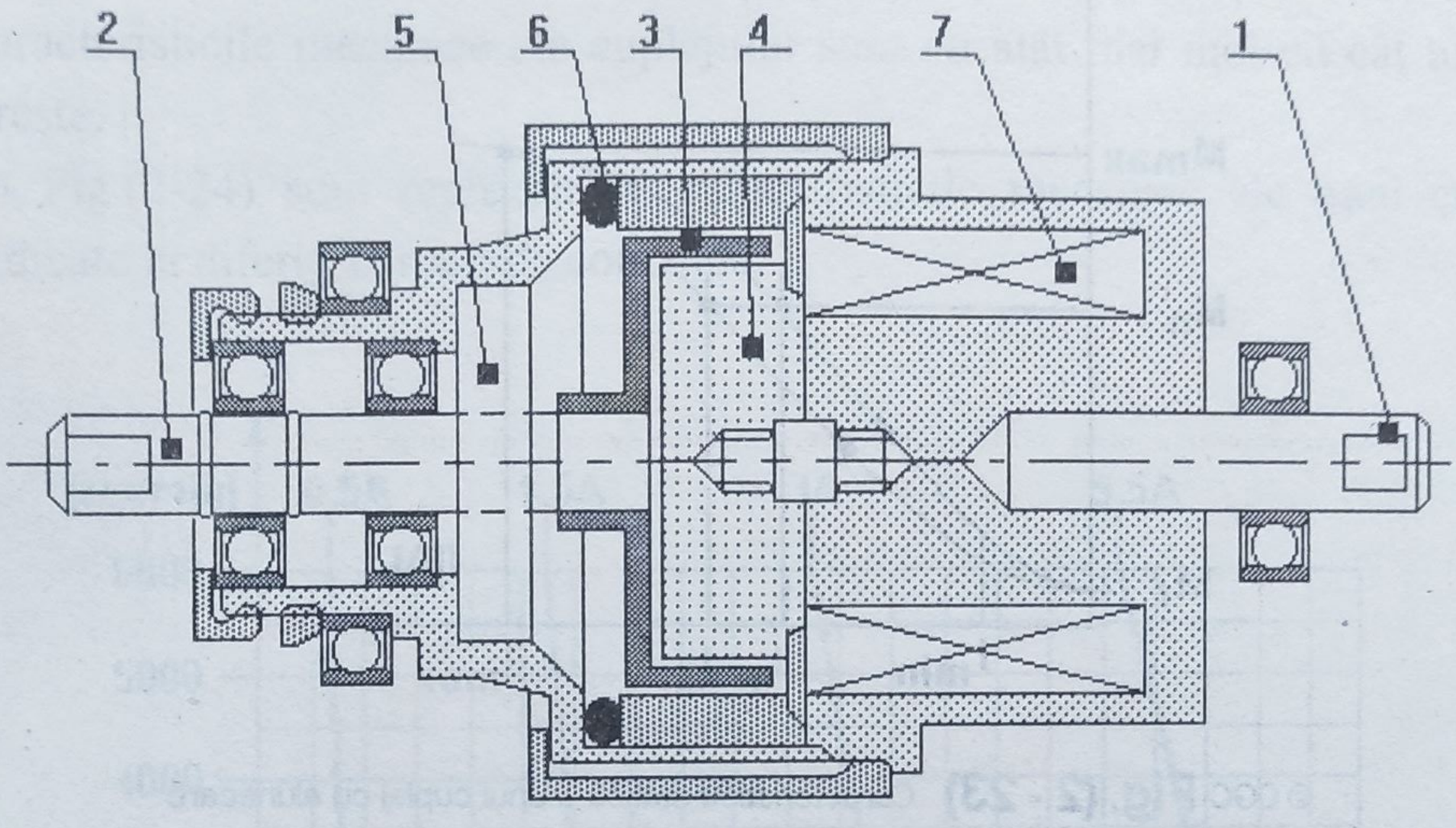
în care n_1 şi n_2 sunt turaţiile arborelui conducător si respectiv condus ale cuplajului, exprimate în rot/min.

Principiul de funcţionare al cuplajului exclude posibilitatea unei alunecări negative, ceea ce are ca rezultat o turaţie n_2 mai mică sau egală cu turaţia n_1. Dacă pentru compresor este necesară o turaţie mai mare decât turaţia motorului atunci se utilizează pentru transmisie un raport supraunitar.

În Fig.(2-22) este prezentată secţiunea principială a unui cuplaj produs de firma Bendix.

Arborele conducător (1) este antrenat prin intermediul transmisiei de la motor. Compresorul este cuplat mecanic la arborele condus (2) pe care este

montat un rotor (3) (de tip "pahar"). Între rotorul (3) şi o piesă polară (4) este realizat un întrefier de lucru în care se găseşte fluid magnetic.



© CGC **Fig. (2 - 22)** Cuplaj cu alunecare sistem Bendix

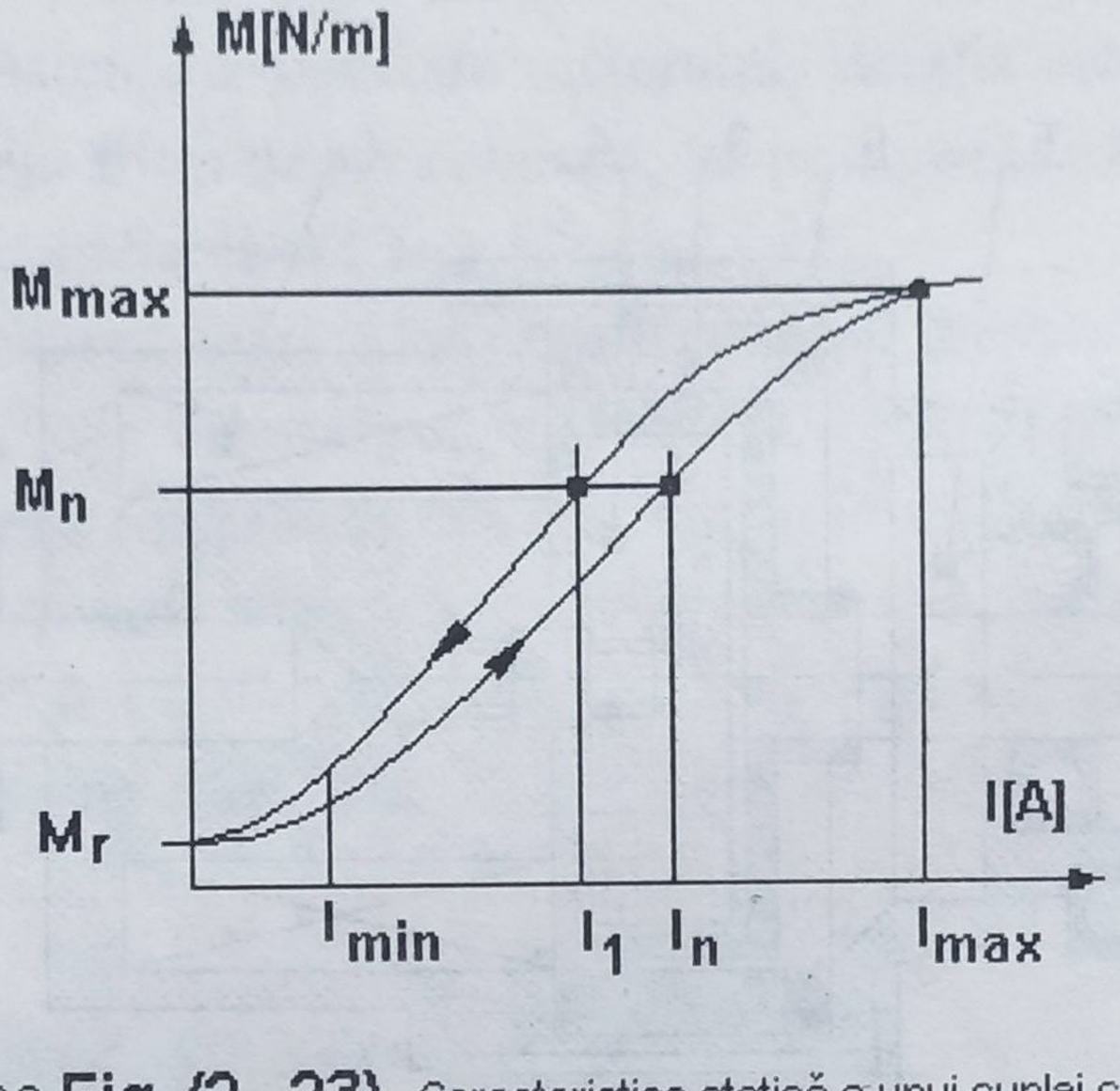
Etanşarea fluidului magnetic se realizează prin sistemul de etanşare (5) (fața de axul condus) şi prin inelul (6). Câmpul magnetic necesar funcționării este produs de o bobină de excitație (7) alimentată prin intermediul unor inele rotitoare nefigurate.

Fluidul magnetic utilizat este compus din pulbere de fier carbonil cu dimensiunile granulelor sub 8μ suspendată în ulei silico-organic în proporție gravimetrică de 4-8 părți de fier pentru o parte de fază lichidă.

Caracteristica statică **M=f(I)** a unui cuplaj cu pulberi este prezentată în Fig.(2-23).

Caracteristica reprezintă dependența dintre cuplul de rotație în funcție de curentul de comandă în cazul în care arborele condus este supus frânării. Aspectul general al acestei caracteristici este asemănător cu aspectul curbei de magnetizare a circuitului magnetic care influențează radical comportarea

cuplajului.



© CGC **Fig. (2 - 23)** Caracteristica statică a unui cuplaj cu alunecare

Funcționarea normală a cuplajului urmăreşte zona liniară a caracteristicii de magnetizare cuprinsă între un curent minim $\mathbf{I_{min}}$ şi un curent maxim $\mathbf{I_{max}}$. Depăşirea $\mathbf{I_{max}}$ nu are ca efect şi creşterea cuplului transmis întrucât circuitul magnetic se saturează.

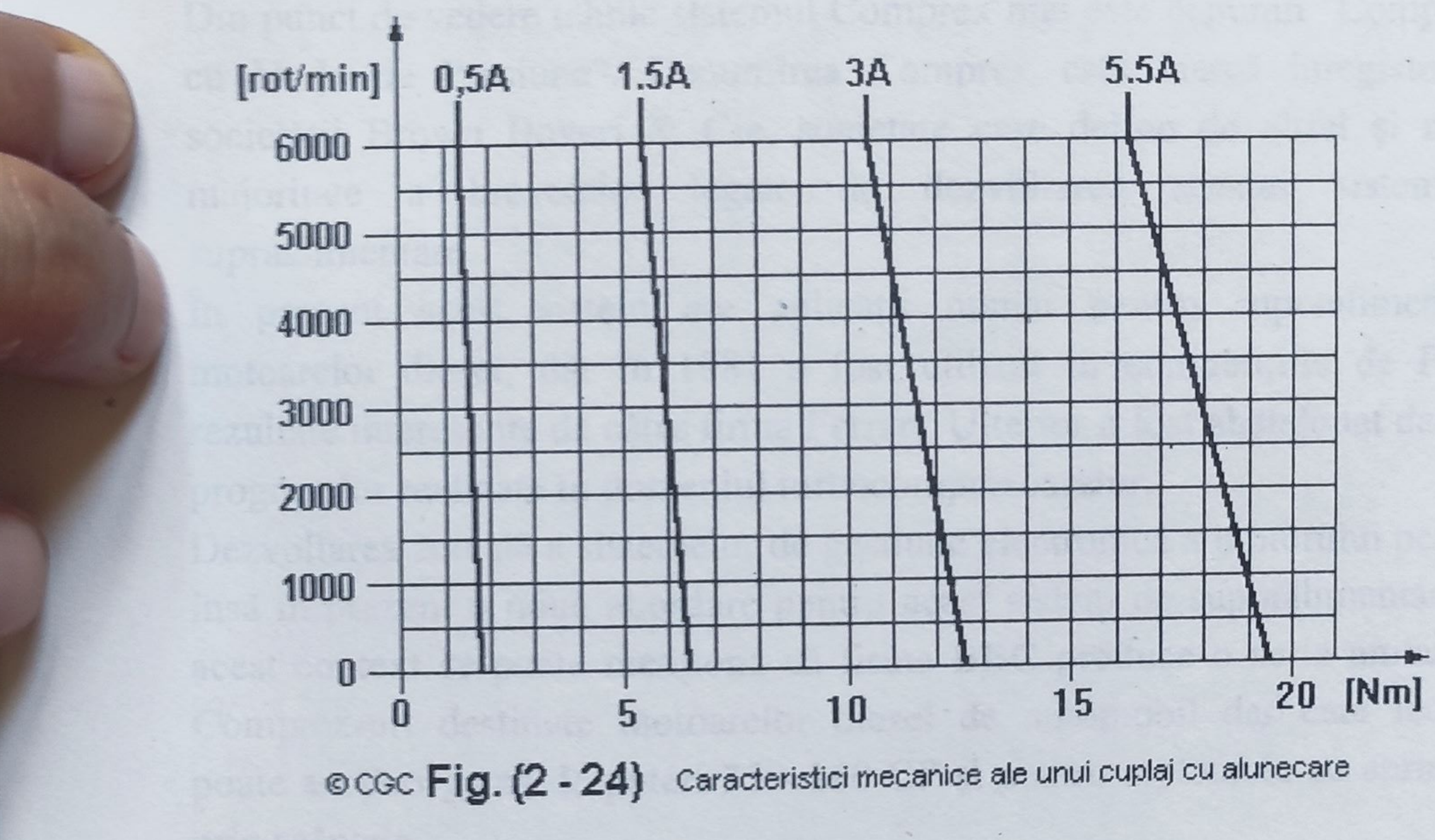
În absența curentului de comandă din cauza vâscozității fluidului magnetic, cuplajul transmite un cuplu remanent $\mathbf{R_m}$ cuprins între 1-5% din cuplul nominal $\mathbf{M_n}$.

Cuplul nominal $\mathbf{M_n}$ corespunde curentului nominal $\mathbf{I_n}$ care produce încălzirea limită a înfăşurării de excitație deci poate fi utilizat timp îndelungat. Pentru scurt timp curentul poate însă să crească (şi implicit cuplul) peste valoarea nominală asigurând astfel o capacitate de suprasarcină importantă, de regulă dublă față de serviciul nominal.

O dificultate importantă în comanda cuplajului este introdusă de histerezisul circuitului magnetic. Astfel, la creşterea curentului după atingerea valorii

I_n, cuplul transmis rămâne constant până când curentul scade sub valoarea I_1, acest lucru traducându-se printr-o zonă de insensibilitate a sistemului de reglaj. O altă neliniaritate a cuplajului este introdusă de către apariția curenților turbionari care sunt proporționali cu turația. De aceea caracteristicile mecanice ale cuplajului sunt cu atât mai moi cu cât turația creşte.

În Fig.(2-24) sunt reprezentate caracteristicile mecanice ale unui cuplaj ridicate la diferiți curenți de comandă.



© CGC **Fig. (2 - 24)** Caracteristici mecanice ale unui cuplaj cu alunecare

Cuplajul (destinat utilizării pe autoturisme) are rezistența înfăşurării de 2,54 ohmi astfel încât curentul maxim care poate fi absorbit este de 5,5A. Curentul nominal garantat pentru o temperatură exterioară de 65°C (temperatura medie din compartimentul motor) este de 1,5A şi se obține prin chopare cu o durată de conducție de circa 30%.

Constanta de timp a cuplajului este de 18ms şi reprezintă timpul necesar (mediu) pentru ca momentul de rotație al arborelui condus să atingă 63% din valoarea stabilizată corespunzătoare curentului maxim de excitație.

Timpul de răspuns foarte bun este principalul avantaj al cuplajelor cu pulberi şi permite sistemului de control să elimine în mare măsură influența multiplelor instabilități structurale.

Ca dezavantaje se poate menționa durata de viață relativ modestă (care nu depinde prea mult de funcționarea efectivă a cuplajului) din cauza pierderii proprietăților magnetice şi mecanice în timp ale fluidului magnetic. Cuplajele utilizate în prezent sunt garantate pentru 100000 km rulați în condiții normale, dar nu mai mult de 3 ani.

CAPITOLUL 3

SISTEMUL COMPREX

Din punct de vedere tehnic sistemul Comprex mai este denumit "Compresor cu Unde de Presiune". Denumirea Comprex este marcă înregistrată a societății Brown Boveri & Cie, societate care deține de altfel şi marea majoritate a brevetelor legate de dezvoltarea acestui sistem de supraalimentare.

În prezent acest sistem are aplicații numai pentru supraalimentarea motoarelor diesel, dar în 1981 a fost utilizat în competițiile de F1 cu rezultate interesante de către firma Ferrari. Ulterior a fost abandonat datorită progreselor realizate în domeniul turbocompresoarelor.

Dezvoltarea actuală a sistemelor de gestiune electronică a motorului permite însă în prezent o nouă abordare pentru acest sistem de supraalimentare. În acest context se poate menționa că firma BBC produce o serie unitară de Comprex-uri destinate motoarelor diesel de automobil dar care teoretic poate acoperi gama de puteri 35 - 160 CP şi pentru motoarele cu aprindere prin scânteie.

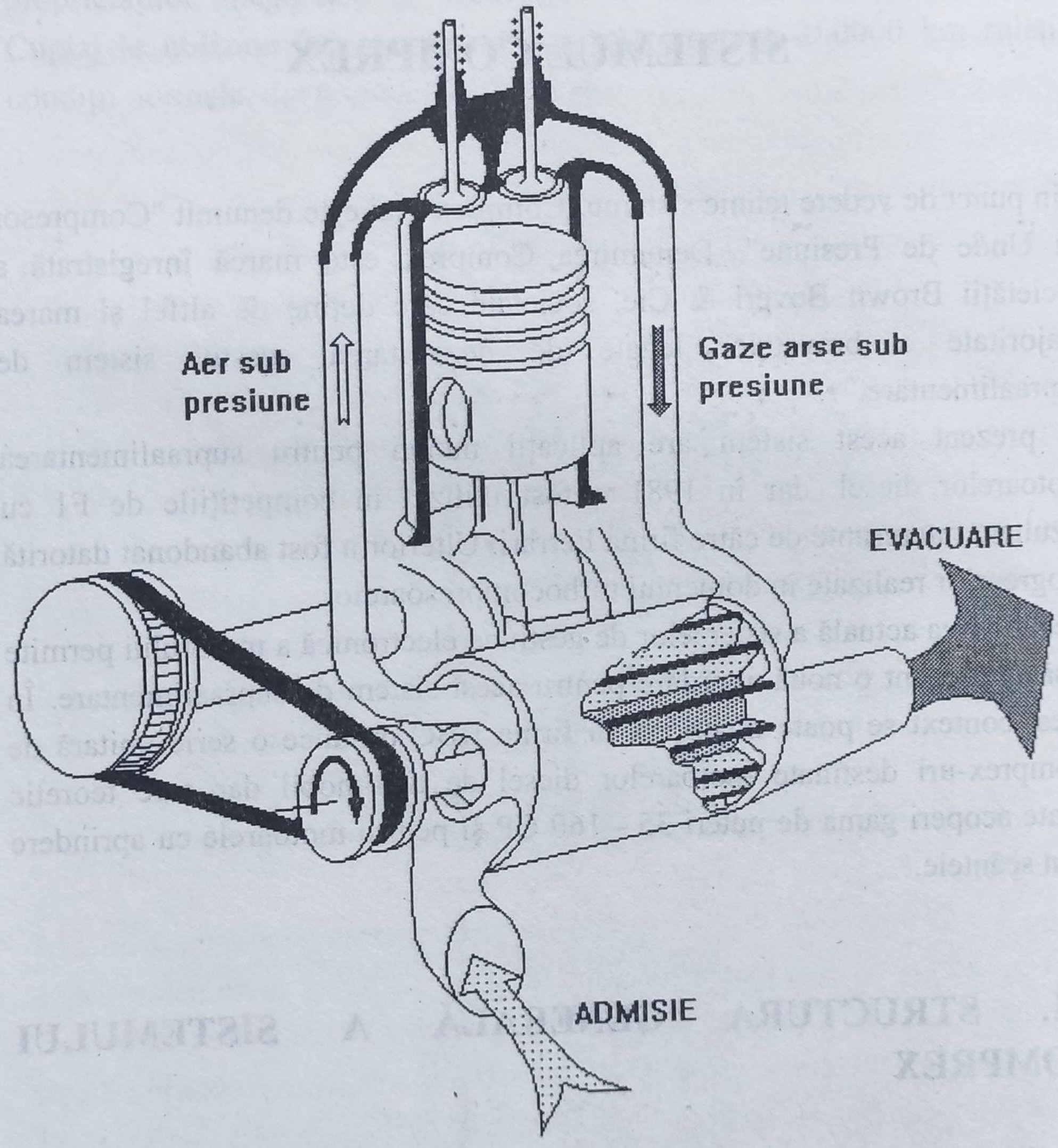
3.1. STRUCTURA GENERALĂ A SISTEMULUI COMPREX

În Fig.(3-1) este prezentată o imagine principială a sistemului de supraalimentare Comprex.

Din punct de vedere termodinamic Comprex-ul este un schimbător de

presiune în care presiunea gazelor arse este utilizată direct pentru comprimarea aerul introdus în motor.

Conceptul inițial al acestui sistem a fost de schimbător de presiune "pur static", situație în care este evident că presiunea de admisie nu poate depăşi presiunea de evacuare.



© CGC **Fig. (3 - 1)** Sistemul de supraalimentare Comprex

Dezvoltările ulterioare ale sistemului au demonstrat că este posibil un schimb de presiune dinamic bazat pe fenomene de undă specifice, astfel încât presiunea aerul introdus în motor poate să depăşească presiunea gazelor arse.

Fenomenele dinamice pot modifica caracterul de schimbător de presiune în favoarea unui caracter de "schimbător de entalpie" care constă în utilizarea entalpiei superioare a gazelor arse pentru creşterea presiunii aerului de admisie peste valoarea presiunii gazelor arse.

Compresorul este format dintr-un stator cu aspect cilindric, de dimensiuni convenabile, în interiorul căruia este montat un rotor prevăzut cu un număr important de canale axiale cu secțiune trapezoidală.

Rotorul este antrenat de la arborele motorului cu un raport de transmisie fix şi are aspectul unei roți cu palete.

La una dintre extremitățile rotorului sunt cuplate galeria de admisie a motorului şi galeria de admisie a compresorului, iar la cealaltă extremitate sunt cuplate galeria de evacuare a motorului şi terminalul de evacuare a compresorului.

Fiecare galerie este în legătură cu o fereastră cu deschidere unghiulară bine definită, practicată în pereții laterali ai statorului. Între compresor şi motor poate fi intercalat şi un răcitor intermediar (nefigurat).

La intrarea gazelor arse cu temperatură ridicată în canalele axiale are loc comprimarea aerului proaspăt introdus în prealabil în canale, după care aerul comprimat este împins în galeria de admisie a motorului.

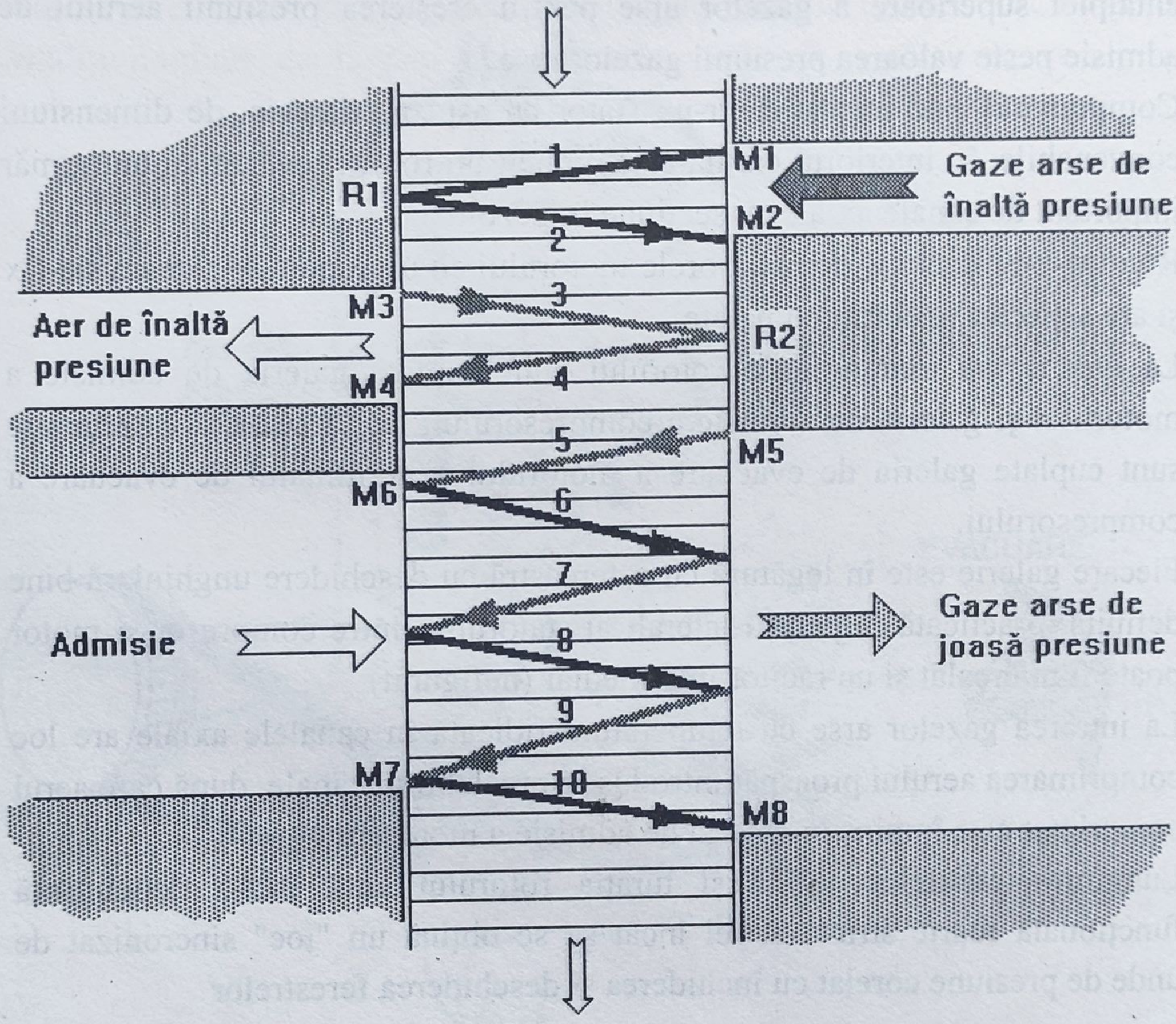
Lungimea canalelor axiale şi turația rotorului sunt într-o dependență funcțională foarte strictă astfel încât să se obțină un "joc" sincronizat de unde de presiune corelat cu închiderea şi deschiderea ferestrelor

3.2. FAZELE DE FUNCȚIONARE ALE SISTEMULUI COMPREX

Modul de funcționare al Comprex-ului este explicat şi cu ajutorul Fig.(3-2)

unde rotorul este prezentat desfăşurat, iar sensul de rotație real este echivalat cu o mişcare de sus în jos a canalelor axiale.

În aceste condiții se poate considera că primele canale, aflate în poziția cea mai înaltă intră în zona de funcționare pline de aer proaspăt în condiții ambientale.



© CGC **Fig. (3 - 2)** Fazele de funcționare a sistemului Comprex

În momentul în care un canal depăşeşte muchia **M1** (a galeriei de evacuare a motorului) în interiorul său pătrund gaze arse sub forma unei unde de presiune şi a unei unde corespondente de viteză de curgere (unda 1).

În concordanță cu proprietățile generale ale undelor de presiune, aceasta se propagă de la dreapta spre stânga şi comprimă aerul din canal la o presiune egală cu presiunea gazelor din galeria de evacuare a motorului.

Atunci când unda 1 ajunge la capătul din stânga al canalului se loveşte de peretele lateral care formează un punct de reflexie **R1** dând naştere la o undă reflectată, care în esență este tot o undă de presiune.

Unda reflectată se suprapune peste unda primară dând naştere la o undă rezultantă caracterizată printr-o presiune teoretic dublă (în realitate uşor mai coborâtă) şi o viteză de curgere aproximativ nulă.

Turația rotorului este astfel aleasă încât atunci când unda rezultată 2 (care se propagă de la stânga la dreapta) ajunge la extremitatea din dreapta a canalului, întâlneşte peretele lateral aflat sub muchia **M2**, întrerupând astfel legătura cu galeria de evacuare a motorului.

În acest punct al funcționării partea din dreapta a canalului este plină cu gaze arse iar partea din stânga este plină cu aer proaspăt, ambele gaze fiind închise la o presiune mai mare decât presiunea gazelor din galeria de evacuare a motorului.

Datorită mişcării rotorului, în faza ulterioară canalul depăşeşte muchia **M3** a galeriei de admisie a motorului.

În galeria de admisie a motorului se află aer la o presiune intermediară mai mare decât presiunea din galeria de evacuare dar mai mică decât presiunea din canal, astfel încât de la muchia **M3** apare o undă de depresiune (cu intensitatea egală cu diferența de presiune dintre canal şi galerie) care se propagă de la stânga la dreapta în opoziție cu viteza de curgere a gazului (unda 3).

În acest mod începe transferul aerului comprimat din canal, în galeria de admisie a motorului la presiunea corespunzătoare din galerie. Unda 3 se propagă până la extremitatea din dreapta a canalului unde întâlneşte peretele lateral care devine punctul de reflexie **R2**.

Unda reflectată în punctul **R2** se suprapune peste unda incidentă rezultând unda 4 care are intensitatea (ideală) dublă față de unda incidentă şi viteza de curgere aproximativ nulă.

Lățimea fantei corespunzătoare galeriei de admisie a motorului este astfel

aleasă încât atunci când unda 4 (care se propagă de la dreapta spre stânga) ajunge la capătul din stânga al canalului acesta depăşeşte muchia **M4**. În acest punct are loc încetarea transferului de aer din canal în galerie iar în canal se găsesc (ideal) numai gaze arse.

Din cauza faptului că presiunea maximă creată de undele de presiune este inferioară presiunii ideale iar presiunea din galeria de admisie a motorului este superioară presiunii din galeria de evacuare, undele de depresiune (3 şi 4) nu pot avea o intensitate suficientă pentru a scădea presiunea gazelor arse până la valoarea presiunii ambientale, astfel încât gazele rămase în canal sunt închise la o presiune mai mare decât presiunea exterioară.

Cu alte cuvinte gazele arse evacuate din motor au o temperatură (entalpie) mai mare decât este necesar pentru comprimarea aerului de admisie. Energia disponibilă la terminarea fazei de comprimare este utilizată pentru evacuarea gazelor arse şi umplerea canalului cu aer proaspăt.

Evacuarea gazelor arse începe în momentul în care canalul depăşeşte muchia superioară **M5** a colectorului de evacuare.

Presiunea gazelor din canal mai mare decât presiunea exterioară produce o undă de depresiune (unda 5) care se propagă spre stânga iar viteza de curgere a gazelor se propagă spre dreapta.

În momentul în care unda 5 ajunge la capătul din stânga, canalul a depăşit muchia superioară **M6** a galeriei de admisie a compresorului, astfel încât frontul de undă găseşte un capăt deschis.

Capătul deschis generează o undă reflectată de presiune (unda 6) care se propagă spre dreapta şi datorită caracterului de presiune, viteza de curgere se propagă tot spre dreapta, continuând procesul de evacuare început. Ulterior energia reziduală a gazelor arse rămase în canal produce o serie de unde succesive reflectate la capetele deschise ale canalului (undele 7, 8, 9, 10) care sunt alternativ unde de depresiune cu propagare spre stânga (7 şi 9) şi de presiune cu propagare spre dreapta (8 şi 10), toate fiind caracterizate prin viteze de curgere cu propagare spre dreapta.

În acest mod este posibilă evacuarea completă a gazelor arse din canal şi umplerea canalului cu aer proaspăt.

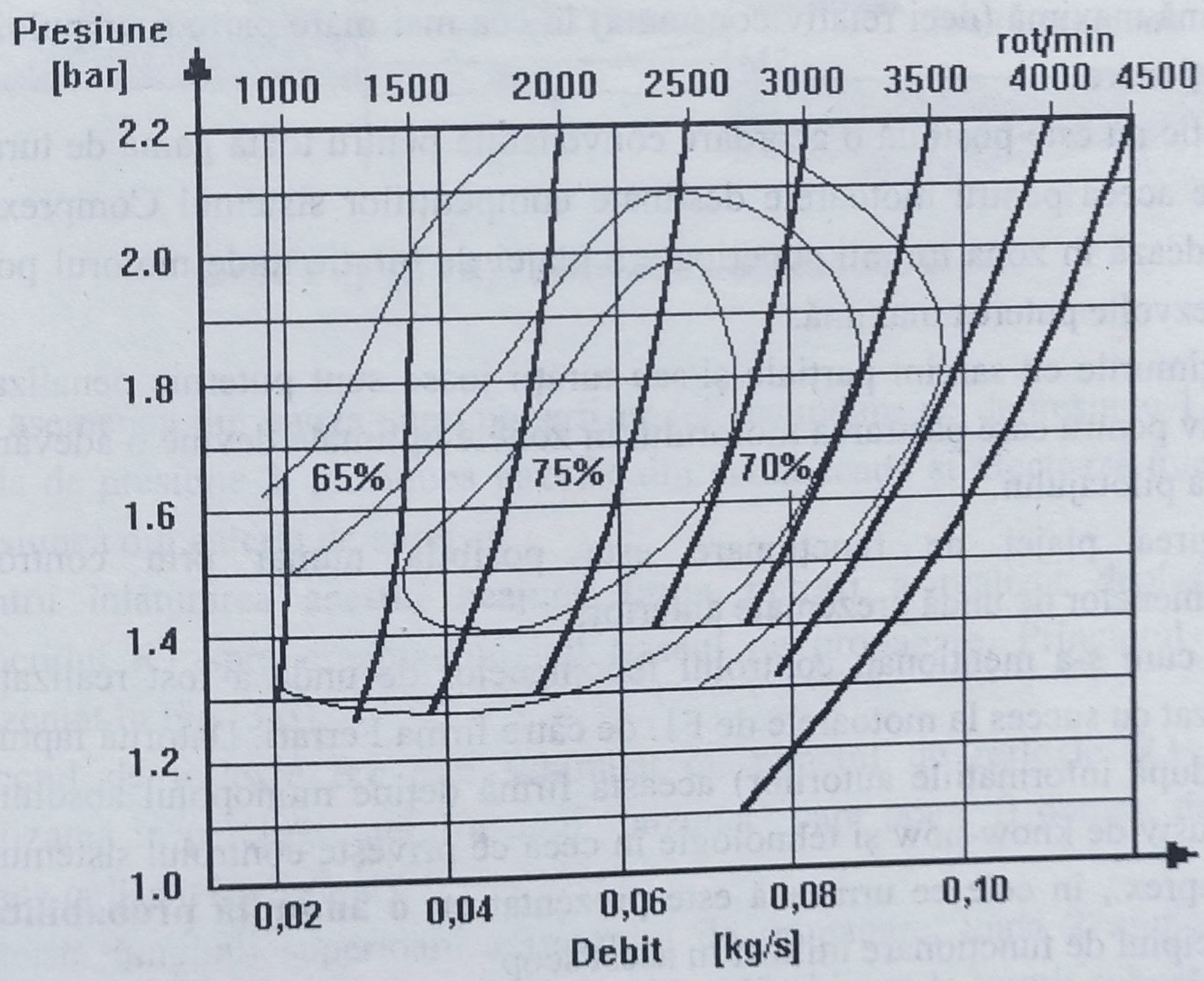
În momentul în care canalul depăşeşte muchia **M6** a terminalului de

evacuare un ciclu complet s-a terminat iar canalul poate începe imediat un nou ciclu.

Toate canalele urmează succesiv acelaşi ciclu astfel încât rezultatul este un flux continuu de gaze arse care intră în compresor cu presiune ridicată şi iese la presiune exterioară şi un flux continuu de aer proaspăt care intră în compresor la presiune coborâtă şi iese la presiune ridicată supraalimentând în acest mod motorul.

Puterea mecanică absorbită de la arborele motorului pentru antrenarea rotorului compresorului este redusă şi poate fi neglijată.

În Fig.(3-3) sunt prezentate caracteristicile specifice ale unui compresor de tip Comprex (raportate la turația motorului).



© CGC **Fig. (3 - 3)** Caracteristici specifice Comprex

3.3. CONTROLUL SISTEMULUI COMPREX

Aşa cum s-a arătat sistemul de supraalimentare Comprex funcţionează numai în condiţii riguros "acordate", ceea ce reduce în mare măsură plaja de utilizare.

Aplicaţiile curente sunt destinate pentru motoarele grupurilor electrogene sau ale pompelor unde turaţia fixă permite o acordare convenabilă a sistemului chiar la variaţii importante ale cuplului motor.

Există şi posibilitatea unei acordări relative, atunci când turaţia se modifică dar sarcina rămâne constantă. Această situaţie se întâlneşte la motoarele automobilelor de competiţie unde specificul utilizării impune funcţionarea la sarcină maximă (deci relativ constantă) în cea mai mare parte a timpului de funcţionare.

Practic nu este posibilă o acordare convenabilă pentru toată gama de turaţie şi de aceea pentru motoarele destinate competiţiilor sistemul Comprex se acordează în zona treimii superioare a plajei de turaţie unde motorul poate să dezvolte puterea maximă.

Regimurile cu sarcini parţiale şi/sau turaţii joase sunt puternic penalizate, motiv pentru care păstrarea motorului în zonele optimale devine o adevărată artă a pilotajului.

Lărgirea plajei de funcţionare este posibilă numai prin controlul fenomenelor de undă prezentate anterior.

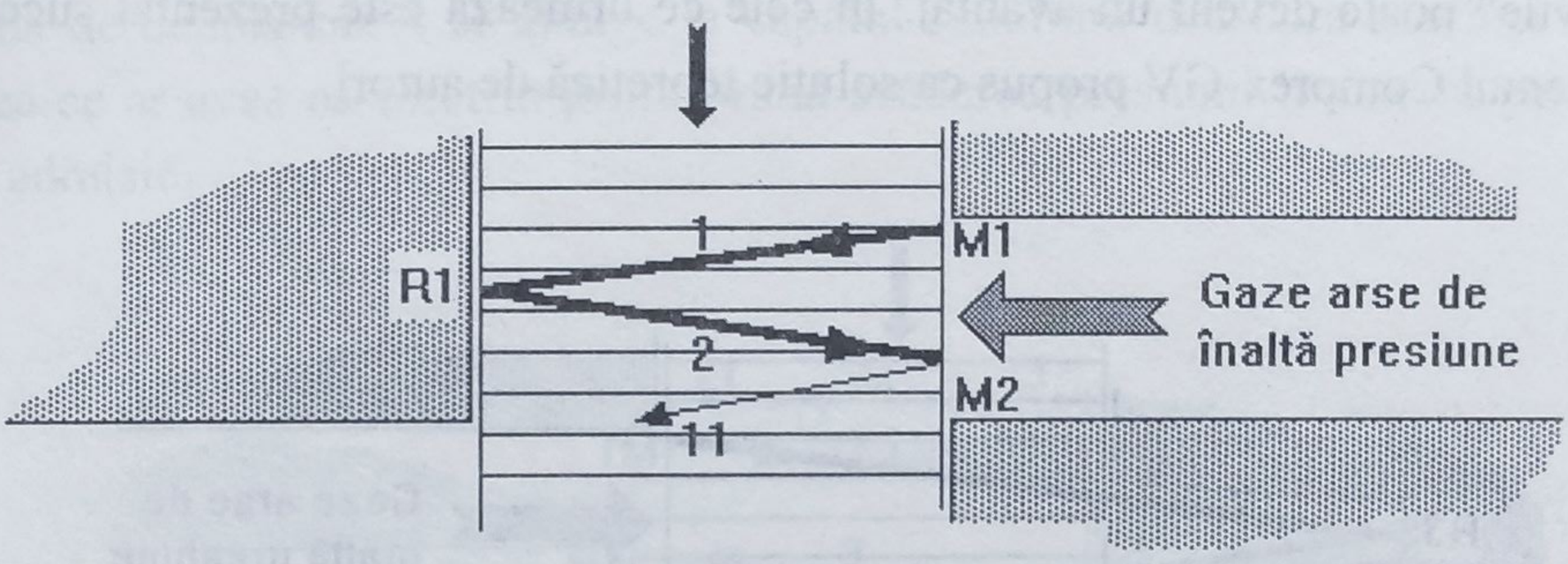
Aşa cum s-a menţionat, controlul fenomenelor de undă a fost realizat şi utilizat cu succes la motoarele de F1. de către firma Ferrari. Datorită faptului că (după informaţiile autorilor) aceasta firmă deţine monopolul absolut şi exclusiv de know-how şi tehnologie în ceea ce priveşte controlul sistemului Comprex., în cele ce urmează este prezentat **cu o anumită probabilitate** principiul de funcţionare utilizat în acest scop.

În Fig.(3-4) este prezentată (cu aceleaşi notaţii ca în Fig.(3-2)) situaţia caracteristică pentru funcţionarea neacordată la turaţii joase.

Din cauza vitezei reduse a rotorului compresorului unda 2 (reflectată)

ajunge la capătul canalului din dreapta deasupra muchiei M2 şi fiindcă nu întâlneşte peretele lateral creează o undă secundară 11, care este de fapt o undă de depresiune, cu sensul spre dreapta contrar sensului de curgere care este spre stânga.

Sensul de curgere al undei 11 este în opoziție cu sensul de curgere al undelor 1 şi 2 ceea ce va avea ca efect micşorarea cantității de gaze arse care intră în canal şi implicit micşorarea energiei disponibile pentru realizarea fenomenelor de undă ulterioară care se vor deteriora.



© CGC **Fig. (3 - 4)** Funcționare neacordată la turații joase

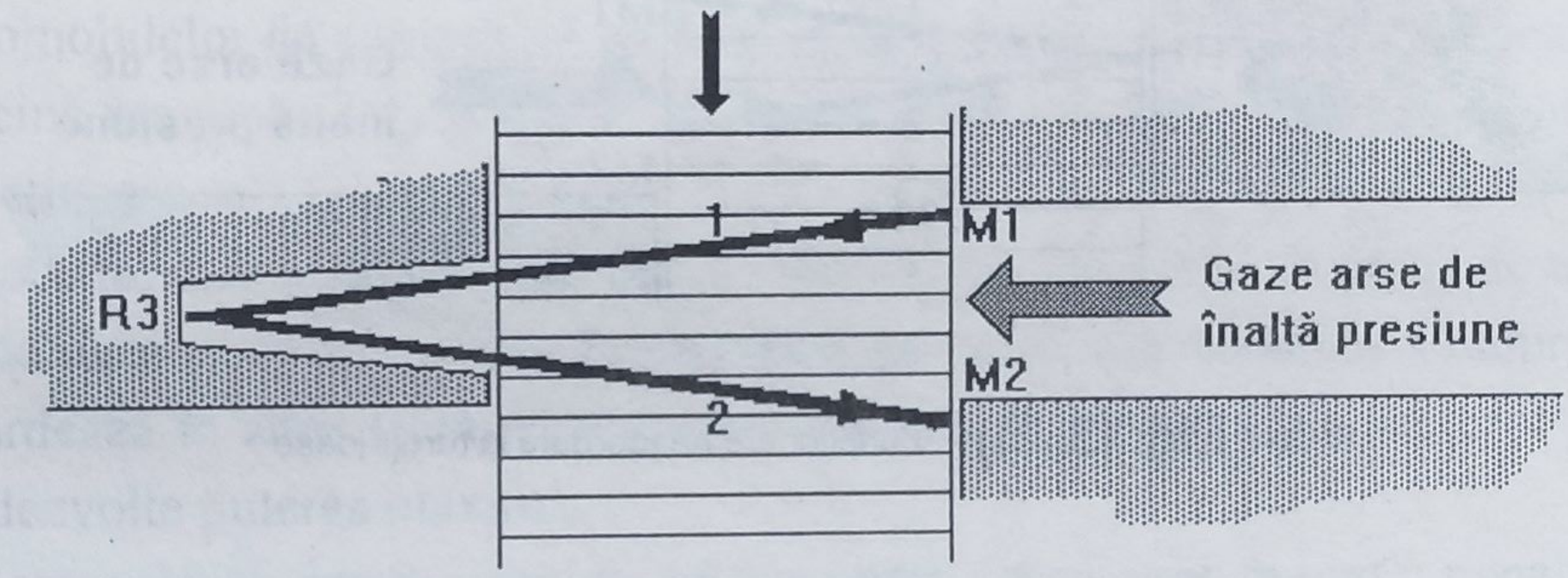
De asemenea din cauza suprapunerii undei secundare de depresiune 11 cu unda de presiune 2. presiunea gazelor din canal scade şi afectează imediat presiunea din galeria de admisie.

Pentru înlăturarea acestui neajuns firma Ferrari a realizat deplasarea punctului R1 spre dreapta lungind traseul de propagare. Principiul este prezentat în Fig.(3-5)

Punctul de reflexie **R1** este schimbat cu punctul de reflexie **R3** prin realizarea în peretele lateral a unui "buzunar" care poate fi obturat de un perete culisant (nefigurat).

Datorită lungimii superioare a traseului de propagare, unda 2 ajunge la capătul din dreapta a canalului sub muchia **M2** chiar şi la turații coborâte şi astfel procesul de schimbare a gazelor poate decurge aşa cum a mai fost prezentat.

În principiu controlul compresorului este relativ simplu şi constă în obturarea buzunarului la turaţii ridicate când funcţionarea poate fi considerată normală.
Unul dintre principalele dezavantaje ale sistemului Comprex rezultă din cauza contactului direct dintre gazele arse şi aerul proaspăt. În urma acestui contact inevitabil în motor este introdus aer prea cald şi gaze arse ceea ce prejudiciază randamentul volumetric al motorului şi creşte gabaritul răcitorului intermediar. Dacă amestecul de gaze introdus în motor reprezintă un puternic inconvenient în domeniul competiţiilor, în domeniul aplicaţiilor "civile" poate deveni un avantaj. În cele ce urmează este prezentat succint sistemul Comprex-GV propus ca soluţie teoretică de autori.



© CGC **Fig. (3 - 5)** Posibilitate de acordare

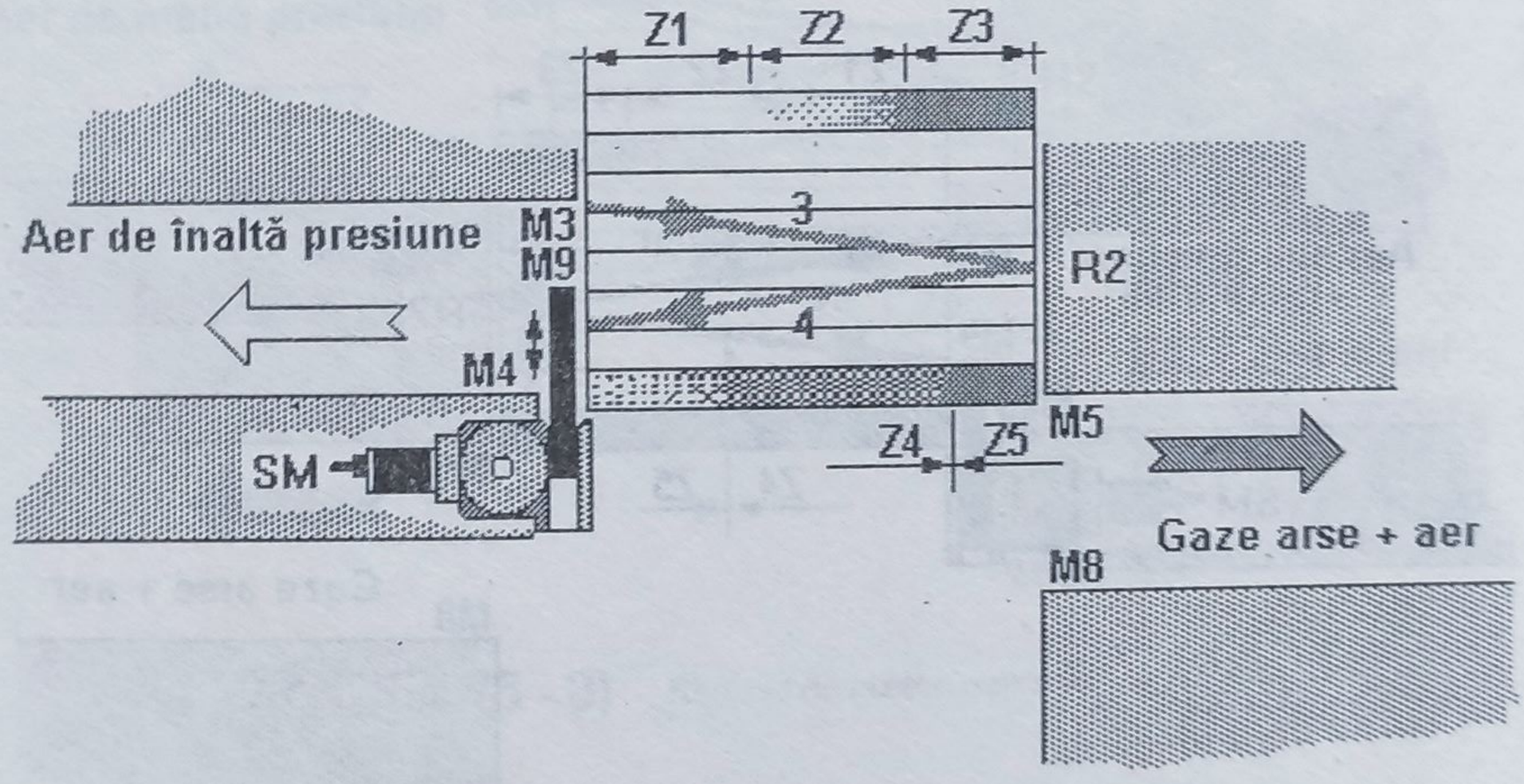
3.4. COMPREX – GV (geometrie variabilă)

Sistemul Comprex-GV este conceput pentru supraalimentarea constructivă a motoarelor destinate vehiculelor cu grad foarte redus de poluare. Comprex-GV este un sistem controlat electronic care poate fi aplicat atât pentru motoare Otto cât şi pentru Diesel.
În Fig.(3-6) este prezentată (cu notaţiile din Fig.(3-2)) situaţia de funcţionare pentru galeria de admisie a motorului în cazul funcţionării la sarcini parţiale

și turație redusă.

Pentru ca funcționarea sistemului să fie posibilă se presupune cunoscută repartiția gazelor în canal înaintea depășirii muchiei superioare **M3** a galeriei de admisie.

Astfel compoziția gazelor din canal poate fi împărțită în trei zone. Zona **Z1** din partea stângă a canalului este caracterizată de umplere numai cu aer proaspăt iar zona **Z3** din partea dreaptă este caracterizată numai de umplere cu gaze arse. Între **Z1** și **Z3** se găsește o zonă de tranziție plină cu amestec stratificat axial de aer cu gaze arse. Din cauza turației coborâte a motorului unda de depresiune 4 ar ajunge la capătul canalului deasupra muchiei **M4** ceea ce ar avea ca efect în primul rând scăderea presiunii livrate în galeria de admisie.

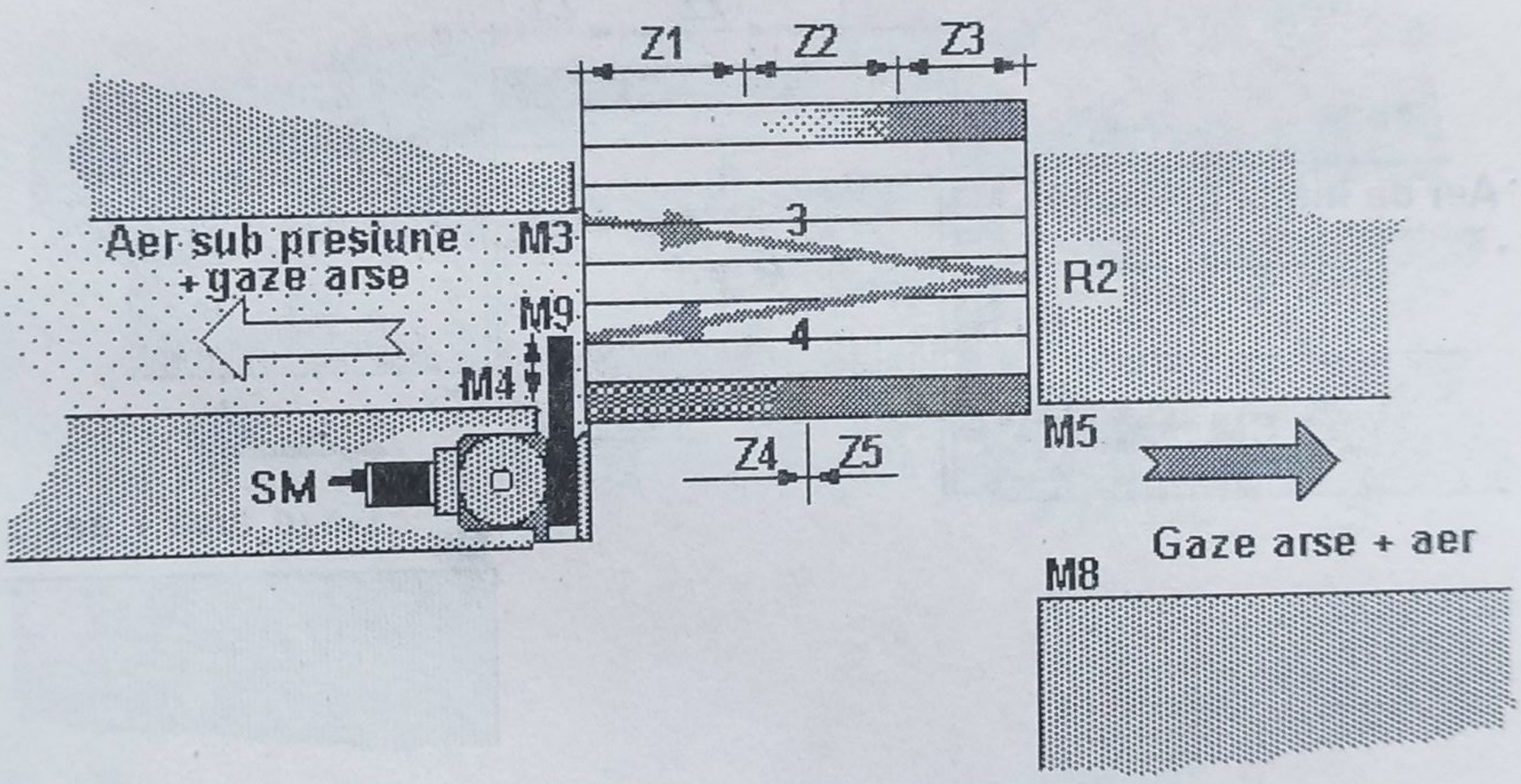


© CGC **Fig. (3 - 6)** Funcționare acordată la turație coborâtă

Pentru a se înlătura acest neajuns este realizată cu ajutorul unui ecran acționat de un servomecanism **SM** o muchie (**M9**) mult mai apropiată de **M3**.

Poziția muchiei **M9** este astfel comandată, încât atunci când canalul a depășit **M9** unda 4 încă nu a ajuns la capătul din stânga, iar în galeria de

admisie a pătruns o cantitate de aer corespunzătoare zonei **Z1**. Ca urmare în interiorul canalului rămân gaze sub presiune împărțite într-o zonă **Z4** de amestec stratificat de aer cu gaze arse şi o zonă **Z5** plină numai cu gaze arse.
În mod evident atunci când canalul depăşeşte muchia superioară **M5** a terminalului de evacuare, în gazele arse se va găsi şi o anumită cantitate de aer corespunzător zonei **Z2** şi respectiv **Z4**. Acest aer este necesar pentru o funcționare completă a convertorului catalitic care necesită oxigen adițional pentru reacțiile specifice de oxido-reducere. Situația de funcționare prezentată este specifică mersului stabilizat la sarcini parțiale.
În Fig.(3-7) sunt prezentate situațiile de funcționare în care este necesară recircularea gazelor arse pentru reducerea poluării, caz în care se intervine asupra **SM** care coboară poziția lui **M9** până la limita la care unda 4 mai întâlneşte ecranul servomecanismului.



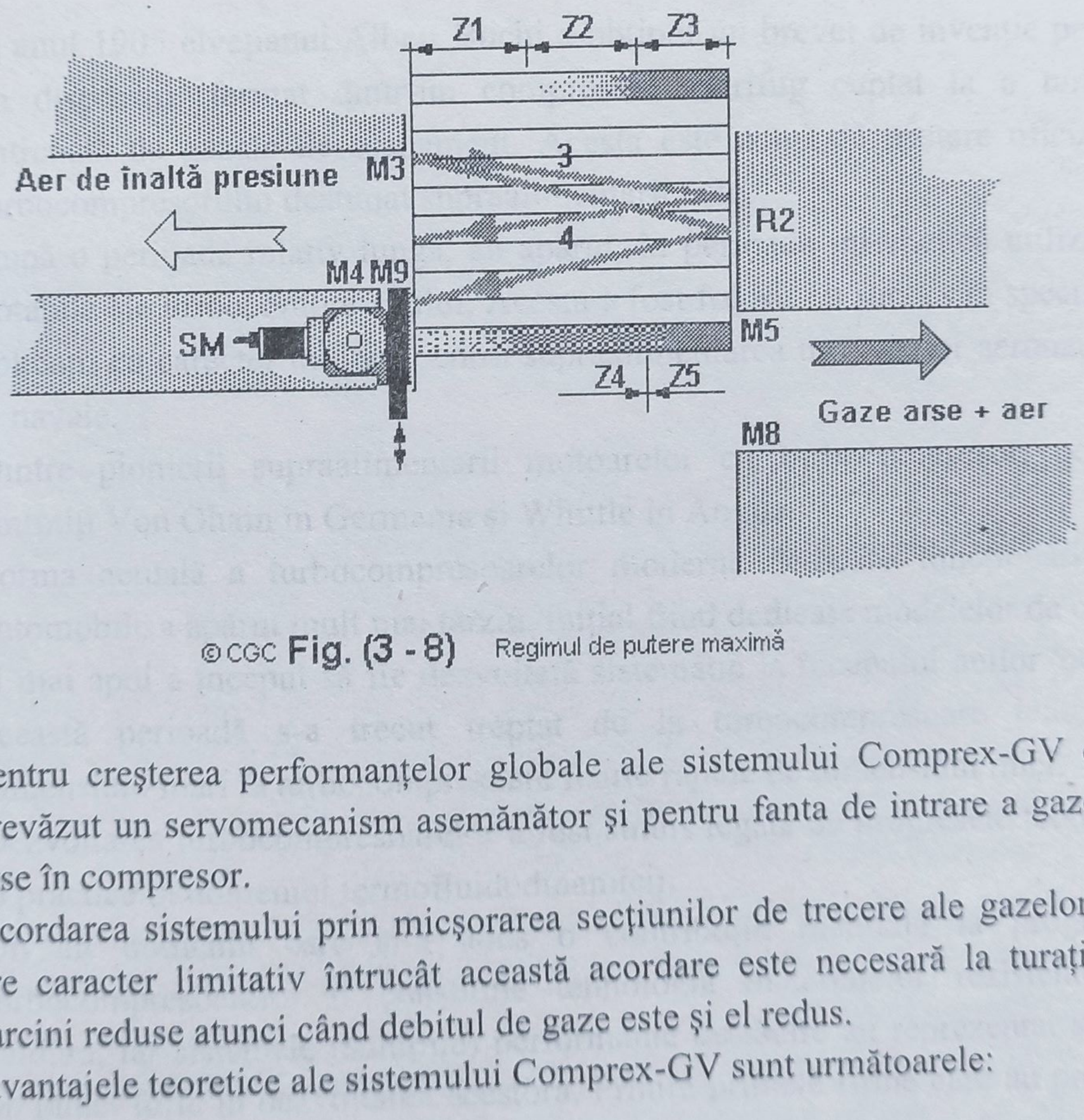
© CGC **Fig. (3 - 7)** Funcționare acordată cu recirculare de gaze

În această situație o parte din gazele conținute în **Z2** pătrund în galeria de admisie şi ajută la realizarea unei arderi mai complete în cazul regimurilor tranzitorii, mersului la rece etc.
Ca urmare a împrumutului de gaze arse zona **Z4** se micşorează în favoarea zonei **Z5** însă în gazele evacuate poate fi introdus încă suficient aer pentru

funcționarea optimă a convertorului catalitic.

Regimul de putere maximă este prezentat în Fig.(3-8) şi se obține prin suprapunerea **M9** cu **M4**.

În cazul regimului de putere maximă datorită creşterii turației rotorului unda 4 ajunge la capătul din stânga al canalului după ce canalul a trecut de **M4** (**M9**). Şi în acest caz în gazele evacuate este introdus aer astfel încât este posibilă o depoluare convenabilă a regimului de putere maximă care se obține cu amestecuri bogate caracterizate prin arderi incomplete şi emisii importante de monoxid de carbon.



© CGC **Fig. (3 - 8)** Regimul de putere maximă

Pentru creşterea performanțelor globale ale sistemului Comprex-GV este prevăzut un servomecanism asemănător şi pentru fanta de intrare a gazelor arse în compresor.

Acordarea sistemului prin micşorarea secțiunilor de trecere ale gazelor nu are caracter limitativ întrucât această acordare este necesară la turații şi sarcini reduse atunci când debitul de gaze este şi el redus.

Avantajele teoretice ale sistemului Comprex-GV sunt următoarele:

- **Funcționare acordată în scopul unui randament volumetric maxim şi a unui consum specific minim;**
- **Funcționare acordată în scopul unei poluări minime;**
- **Funcționare acordată în scopul dezvoltării puterii maxime (cu grad de poluare convenabil);**
- **Elimină instalația de recirculare a gazelor;**
- **Elimină pompa de aer suplimentar.**

- **Funcționare acordată în scopul unui randament volumetric maxim şi a unui consum specific minim;**
- **Funcționare acordată în scopul unei poluări minime;**
- **Funcționare acordată în scopul dezvoltării puterii maxime (cu grad de poluare convenabil);**
- **Elimină instalația de recirculare a gazelor;**
- **Elimină pompa de aer suplimentar.**

CAPITOLUL 4

TURBOCOMPRESOARE AUTO

În anul 1905 elveţianul Albert Buchi a obţinut un brevet de invenţie pentru un dispozitiv format dintr-un compresor centrifug cuplat la o turbină antrenată de gazele de eşapament. Acesta este actul de naştere oficial al turbocompresorului destunat supraalimentării auto.

După o perioadă relativ lungă, au apărut, în perioada interbelică utilizările notabile ale turbocompresorului. Acesta a fost folosit cu succes în special în aplicaţii cu caracter militar, pentru supraalimentarea motoarelor aeronautice şi navale.

Dintre pionierii supraalimentării motoarelor cu turbocompresor, pot fi amintiţi Von Ohain în Germania şi Whittle în Anglia.

Forma actuală a turbocompresoarelor moderne dedicate funcţionării pe automobile a apărut mult mai târziu, iniţial fiind dedicate modelelor de curse şi mai apoi a început să fie dezvoltată sistematic la începutul anilor '60. În această perioadă s-a trecut treptat de la turbocompresoare lente de dimensiuni mari la turbocompresoare foarte rapide de dimensiuni mici.

Dezvoltarea turbocompresoarelor a fost strâns legată de progresele teoretice şi practice în domeniul termofluidodinamicii.

Un alt domeniu care şi-a adus o contribuţie esenţială la progresul turbocompresoarelor îl constituie tehnologia materialelor rezistente la căldură, iar sistemele (soluţiile) performante de răcire au reprezentat şi ele un punct forte în dezvoltarea acestora. Printre primele firme care au produs turbocompresoare destinate utilizării la automobile pot fi amintite

CAPITOLUL 4

TURBOCOMPRESOARE AUTO

În anul 1905 elveţianul Albert Buchi a obţinut un brevet de invenţie pentru un dispozitiv format dintr-un compresor centrifug cuplat la o turbină antrenată de gazele de eşapament. Acesta este actul de naştere oficial al turbocompresorului destunat supraalimentării auto.

După o perioadă relativ lungă, au apărut, în perioada interbelică utilizările notabile ale turbocompresorului. Acesta a fost folosit cu succes în special în aplicaţii cu caracter militar, pentru supraalimentarea motoarelor aeronautice şi navale.

Dintre pionierii supraalimentării motoarelor cu turbocompresor, pot fi amintiţi Von Ohain în Germania şi Whittle în Anglia.

Forma actuală a turbocompresoarelor moderne dedicate funcționării pe automobile a apărut mult mai târziu, iniţial fiind dedicate modelelor de curse şi mai apoi a început să fie dezvoltată sistematic la începutul anilor '60. În această perioadă s-a trecut treptat de la turbocompresoare lente de dimensiuni mari la turbocompresoare foarte rapide de dimensiuni mici.

Dezvoltarea turbocompresoarelor a fost strâns legată de progresele teoretice şi practice în domeniul termofluidodinamicii.

Un alt domeniu care şi-a adus o contribuţie esenţială la progresul turbocompresoarelor îl constituie tehnologia materialelor rezistente la căldură, iar sistemele (soluţiile) performante de răcire au reprezentat şi ele un punct forte în dezvoltarea acestora. Printre primele firme care au produs turbocompresoare destinate utilizării la automobile pot fi amintite

Schwitzer, Holset, Alfa Romeo, KKK şi Garrett dintre care ultima a devenit cel mai mare producător actual.

4.1. CONSTRUCȚIA TURBOCOMPRESORULUI

4.1.1. Structura turbocompresorului

Din punct de vedere principial configurația unui turbocompresor pentru utilizare auto este prezentată în Fig. (4-1).

Primul element al turbocompresorului în sensul curgerii fluxului de gaze este compresorul centrifug. Aerul intră în compresor printr-o priză de aer **PA** conectată prin intermediul unei tubulaturi la un filtru de aer (nefigurat).

Aerul este antrenat de către discul compresorului (**DC**), prevăzut de cele mai multe ori cu aproximativ 12 palete monobloc din aliaj de aluminiu.

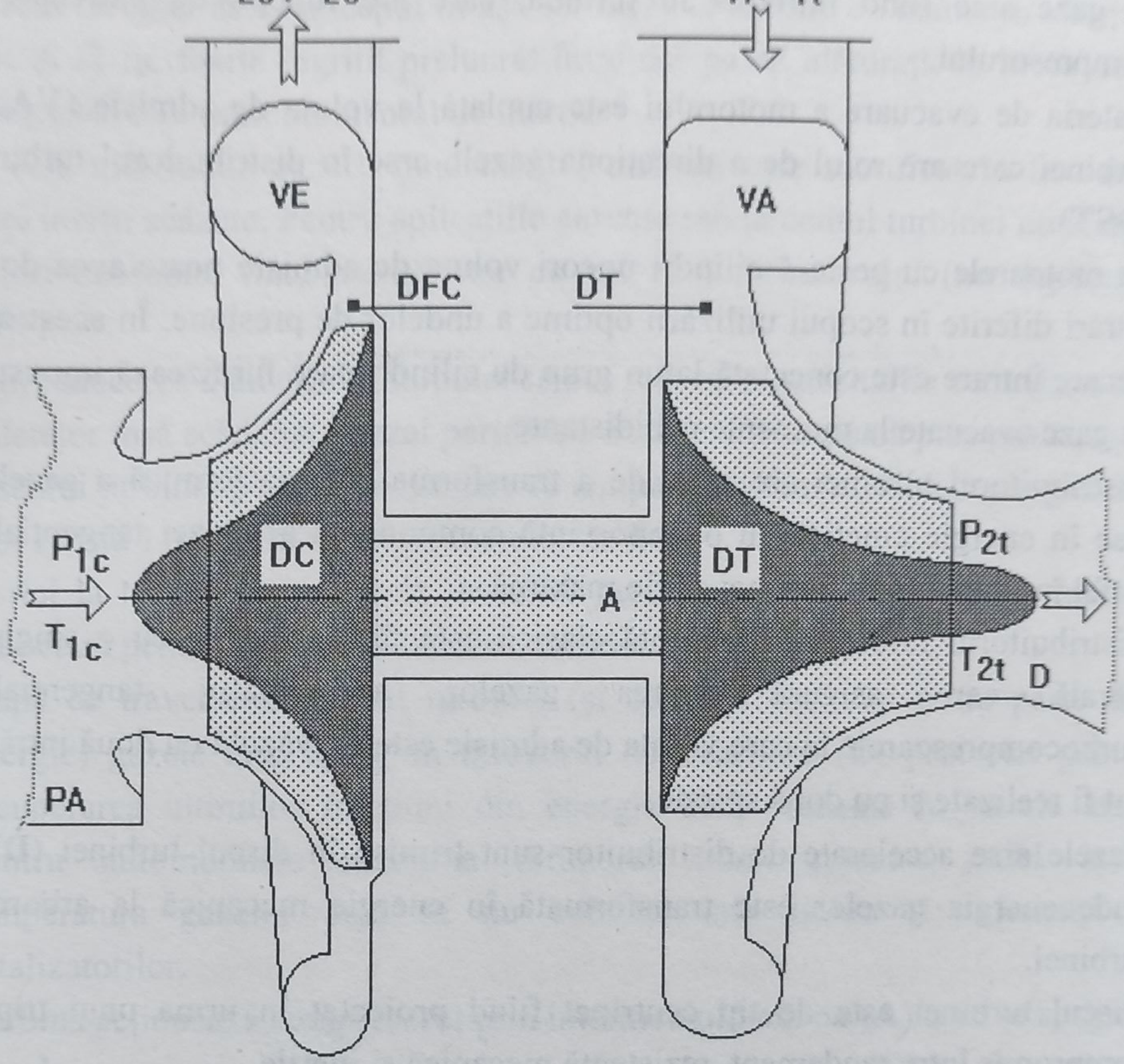
Primele compresoare au fost prevăzute cu palete radiale însă studiile structurale şi aerodinamice ulterioare au permis dezvoltarea paletelor curbate spre înapoi care permit randamente ridicate la dimensiuni şi turații mai mici. Pentru turbocompresoarele de serie discul compresorului este realizat prin microfuziune iar pentru utilizările competiționale discul compresorului este prelucrat prin aşchiere pe maşini unelte speciale. Această soluție permite realizarea unei rezistențe structurale deosebite precum şi rapoarte de comprimare mai mari ca 5.

Realizările de mare performanță ajung (în cazul utilizării paletelor curbate spre înapoi) la turații de peste 200000 rot/min ceea ce implică viteze periferice ale paletelor de peste 650m/s (aprox. 2300 km/h), în condițiile în care temperatura aerului la ieşirea din discul compresorului ajunge la 180°C iar la ieşirea din compresor la 300°C.

În interiorul compresorului are loc prima fază de comprimare a aerului datorită efectului centrifug.

Faza a doua de comprimare se obține cu ajutorul unui difuzor (**DFC**) care are rolul de a transforma energia cinetică a aerului care iese din paletele

compresorului, în presiune.



© CGC **Fig. (4 - 1)** Configuratia turbocompresorului

Difuzoarele compresoarelor cu utilizare auto sunt în cea mai mare parte din cazuri nepaletate şi fără canale. Soluţia constructivă fără palete este mai puţin avantajoasă din punctul de vedere al randamentului însă este impusă de plaja largă de funcţionare şi de preţul de cost.

La ieşirea din difuzor aerul este colectat în voluta de evacuare (**VE**) după

care este trimis (de regulă) prin intermediul unui răcitor intermediar (intercooler) în galeria de admisie a motorului.

După parcurgerea întregului ciclu motor, fluidul de admisie este transformat în gaze arse fiind introdus în turbină, care are funcţia de antrenare a compresorului.

Galeria de evacuare a motorului este cuplată la voluta de admisie (**VA**) a turbinei care are rolul de a direcţiona gazele arse în distribuitorul turbinei (**DST**).

La motoarele cu peste 4 cilindri uneori voluta de admisie poate avea două intrări diferite în scopul utilizării optime a undelor de presiune. În acest caz fiecare intrare este conectată la un grup de cilindri care furnizează impusuri de gaze evacuate la momente echidistante.

Distribuitorul turbinei are rolul de a transforma energia termică a gazelor arse în energie cinetică cu o importantă componentă a vitezei tangenţiale, astfel încât eficienţa turbinei să fie maximă.

Distribuitorul turbinei în variantă clasică este fără palete şi cu o singură spirală care asigură ieşirea gazelor aproximativ tangenţială. Turbocompresoarele la care voluta de admisie este prevăzută cu două intrări, pot fi realizate şi cu două spirale.

Gazele arse accelerate de distribuitor sunt trimise în discul turbinei (DT) unde energia gazelor este transformată în energie mecanică la arborele turbinei.

Discul turbinei este de tip centripet fiind proiectat în urma unui triplu compromis între randament, rezistenţă mecanică şi inerţie.

Unul dintre cele mai mari dezavantaje ale turbocompresorului este întârzierea la accelerare care apare din cauza momentului de inerţie propriu al grupului rotitor al turbocompresorului.

Întârzierea la accelerare măreşte cu câteva secunde timpul în care motorul poate trece de la un regim cu sarcină parţială redusă la regimul de cuplu maxim. Întârzierea la accelerare este considerată principalul inconvenient în sfera competiţională şi în genere este cunoscută sub denumirea englezească "turbo-lag".

Fenomenul "turbo-lag" este prezentat detaliat în capitolul 7.

Discul turbinei este construit din materiale cu masă proprie mare (Nimonic, Inconel, etc.) şi din acest motiv, este elementul care influenţează în cea mai mare măsură fenomenul "turbo-lag".

Discul turbinei este conceput în aşa fel încât să rezulte cu diametru cât mai mic şi să fie foarte îngrijit prelucrat între doi paleţi alăturaţi, în ideea de a reduce cât mai mult momentul de inerţie.

În cele mai multe cazuri, randamentul turbinei este sacrificat în favoarea unei inerţii scăzute. Pentru aplicaţiile curente randamentul turbinei nu atinge valori deosebite fiind asemănător cu cel al compresorului (nu depăşeşte 70%).

Prin reducerea diametrului turbinei se pot reduce şi solicitările centrifuge ale paletelor însă scăderea vitezei periferice trebuie compensată prin proiectarea discului turbinei pentru funcţionare la temperaturi foarte ridicate ale gazelor arse (peste 1100°C în cazul motoarelor de F1).

Astfel la turbocompresoarele de mare performanţă este utilizată ceramica refractară pentru realizarea discului turbinei.

După ce traversează discul turbinei (şi cedează cea mai mare parte din energie) gazele arse ajung în difuzorul de evacuare (**D**) proiectat pentru recuperarea ultimilor fracţiuni din energia încă prezentă în gazele arse. Pentru automobilele moderne difuzorul este proiectat astfel încât temperatura gazelor arse să nu coboare sub limita de eficienţă a catalizatorilor.

Turbina acţionează compresorul prin intermediul unui ax (**A**) care se sprijină pe doi cuzineţi radiali lubrifiaţi cu acelaşi ulei utilizat în motor. Turbocompresoarele sunt prevăzute şi cu un al treilea cuzinet, axial, necesar pentru preluarea forţelor axiale care apar in grupul rotitor, însă aceste forţe sunt reduse datorită montajului "back-to-back" (spate în spate) al compresorului şi al turbinei.

4.1.2. Lagărele turbocompresorului

Lagărul turbinei are în principiu o construcţie simplă dar este prelucrat cu

tehnologie de mare precizie. Soluția constructivă clasică este de tip cuzinet monobloc cilindric.

La turbocompresoarele de mare performanță sunt utilizate lagăre dinamice care au proprietatea de a realiza două filme de ulei.

Filmul de ulei principal este realizat între suprafața interioară a cuzinetului şi axul turbocompresorului. Între suprafața exterioară a cuzinetului şi carcasa turbocompresorului este realizat un al doilea film de ulei secundar.

În cazul în care cuzinetul este montat liber în carcasă, în timpul funcționării acesta începe să se rotească. Astfel este posibil ca filmul de ulei principal să aibă o solicitare mai redusă, diferența de turație fiind preluată de filmul de ulei secundar.

În cazul în care cuzinetul este montat fix, filmul de ulei secundar asigură numai poziționarea dinamică a axului în timpul funcționării. Filmul de ulei secundar mai poate fi folosit şi pentru preluarea dilatărilor diferite ale pieselor din apropierea discului turbinei (**DT**) .

Solicitările termice ale cuzinetului pot fi reduse prin realizarea unei cavități în jurul acestuia, prin care circulă ulei cu rol de răcire.

La turbocompresoarele moderne este realizată o răcire suplimentară, care foloseşte apă din circuitul de răcire al motorului.

Pentru a preveni scăpările de gaz din turbină, etanşarea se realizează cu un segment din oțel termorezistent.

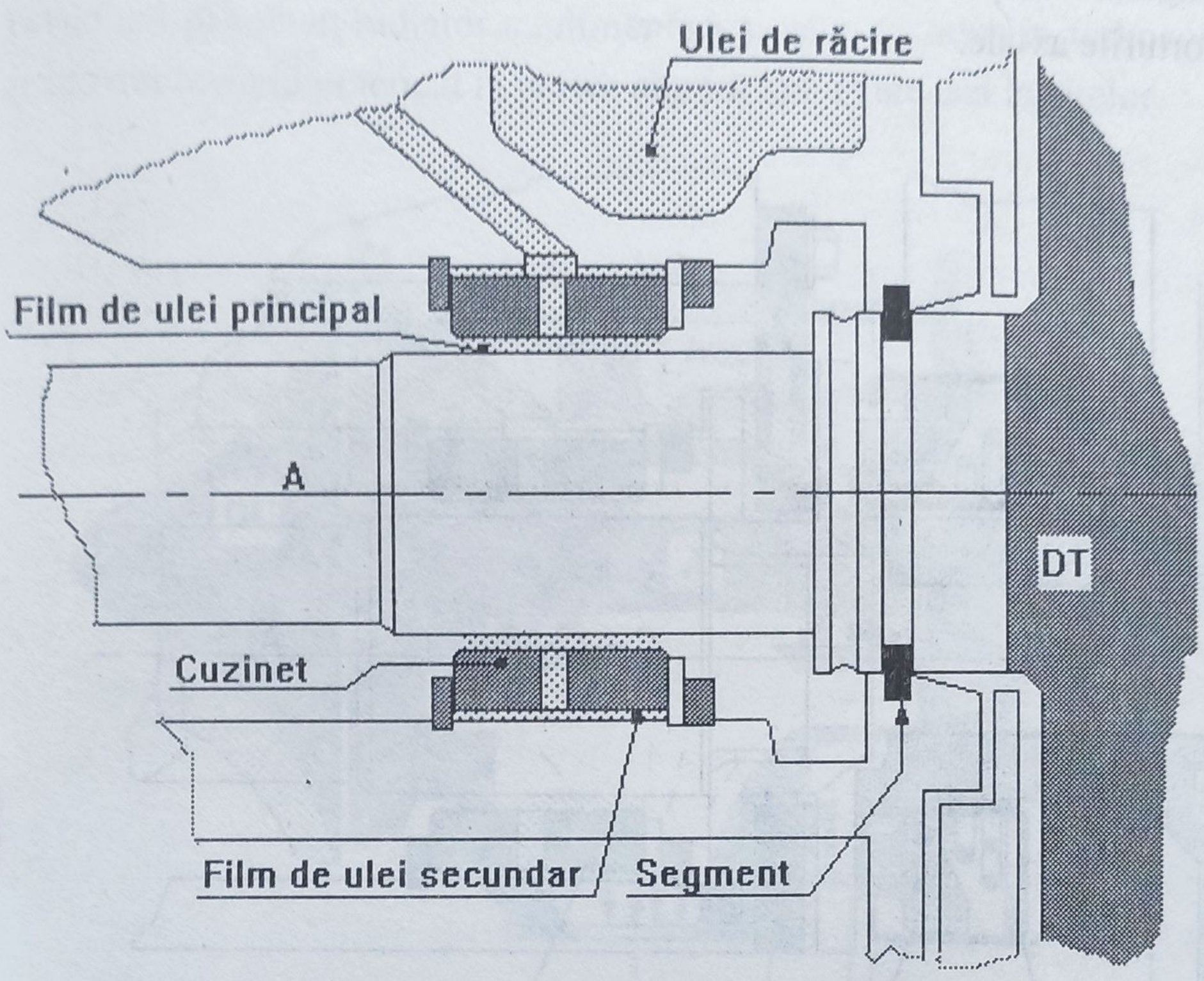
În Fig. (4-2) este prezentată construcția unui lagăr de tip dinamic.

Din cauza încălzirii mari a lagărului turbinei, dimensiunile de proiectare sunt cele corespunzătoare regimului de temperatură stabilizat. De aceea în stare rece grupul turbocompresorului prezintă un joc tehnologic care este preluat în timpul funcționării de filmele de ulei şi de dilatarea diferită a elementelor constructive.

Uleiul care se pierde prin lagăr în condiții de funcționare aflate sub temperatura de regim, este colectat printr-un canal prevăzut din construcție şi se întoarce în baia de ulei a motorului.

Lagărul compresorului poate fi realizat după aceeaşi soluție constructivă, însă tipul etanşării poate să difere datorită regimului termic mai redus şi

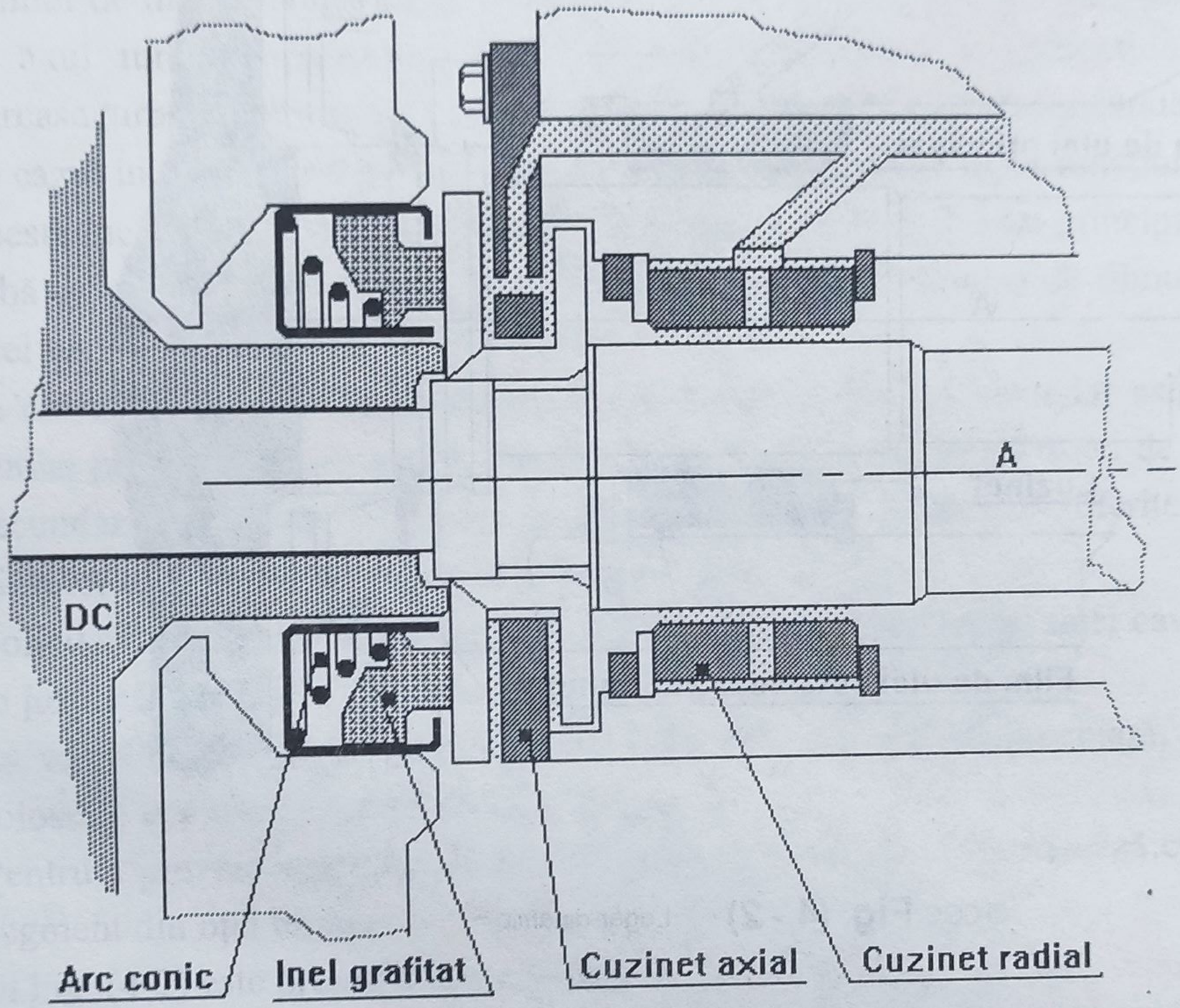
datorită necesității asigurării unei mai bune etanșări decât la turbină.



© CGC **Fig. (4 - 2)** Lagăr dinamic

În Fig. (4-3) este prezentată construcția unui lagăr de compresor.
Etanşarea superioară a compresorului este necesară întrucât pierderile de aer introduc erori de măsură ale traductorului de debit de aer (**TDA**) dacă acesta este plasat în amonte de compresor (clasic).
Etanşarea turbinei este mai puțin importantă întrucât gazele scăpate de segment ajung împreună cu uleiul de ungere în baia de ulei a motorului după care sunt recirculate împreună cu gazele scăpate pe lângă segmenții pistoanelor.
La turbocompresoarele moderne etanşarea compresorului se realizează cu presetupă grafitată care asigură prin preluarea permanentă a uzurii o etanşare

de bună calitate pentru toată durata de funcţionare a compresorului. De regulă lagărul compresorului este prevăzut şi cu un al doilea cuzinet care preia eforturile axiale.

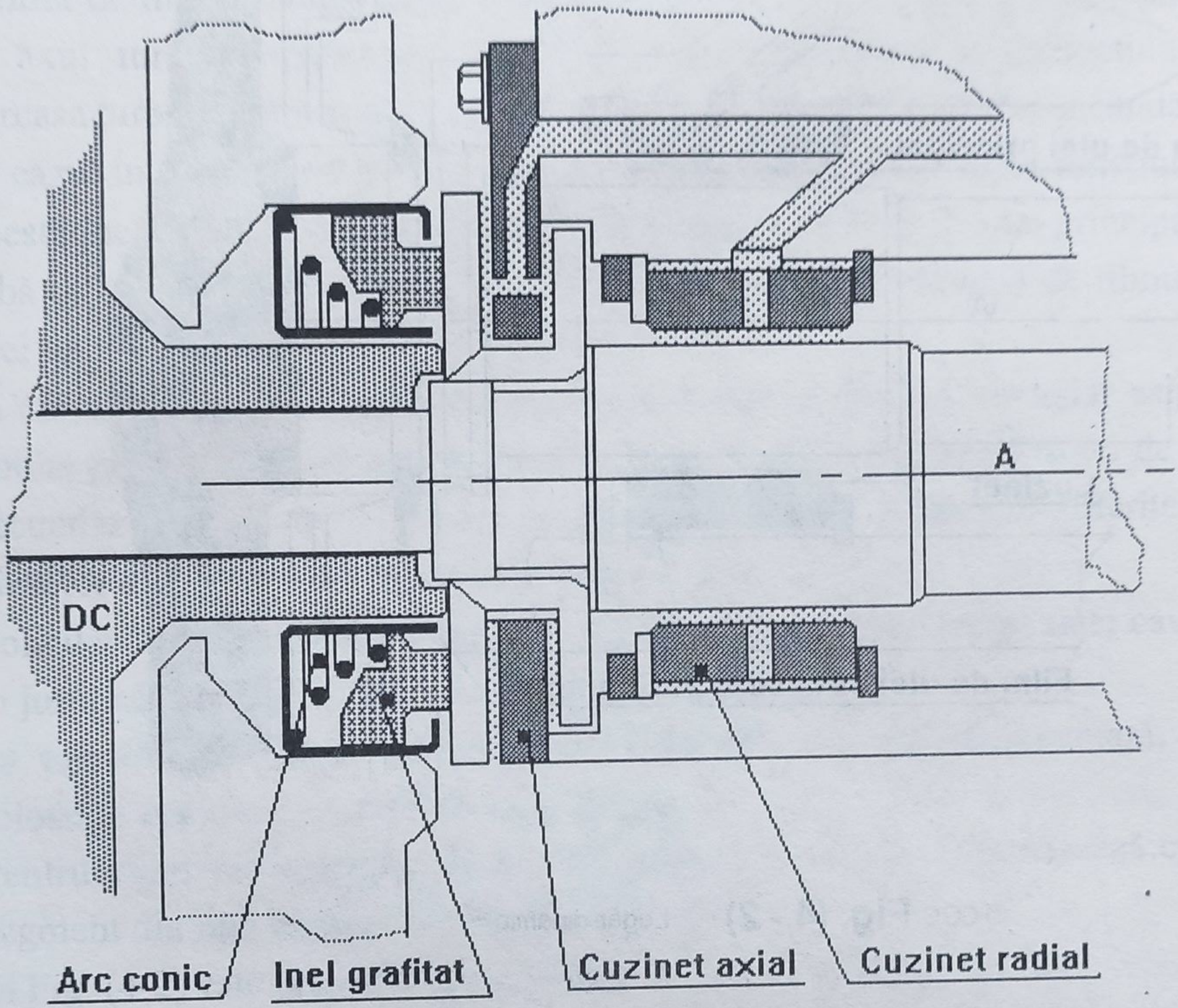


© CGC **Fig. (4 - 3)** Lagărul compresorului

4.1.3. Circuitele auxiliare ale turbocompresorului

În Fig.(4-4) sunt prezentate circuitele auxiliare ale unui turbocompresor modern.

de bună calitate pentru toată durata de funcţionare a compresorului. De regulă lagărul compresorului este prevăzut şi cu un al doilea cuzinet care preia eforturile axiale.

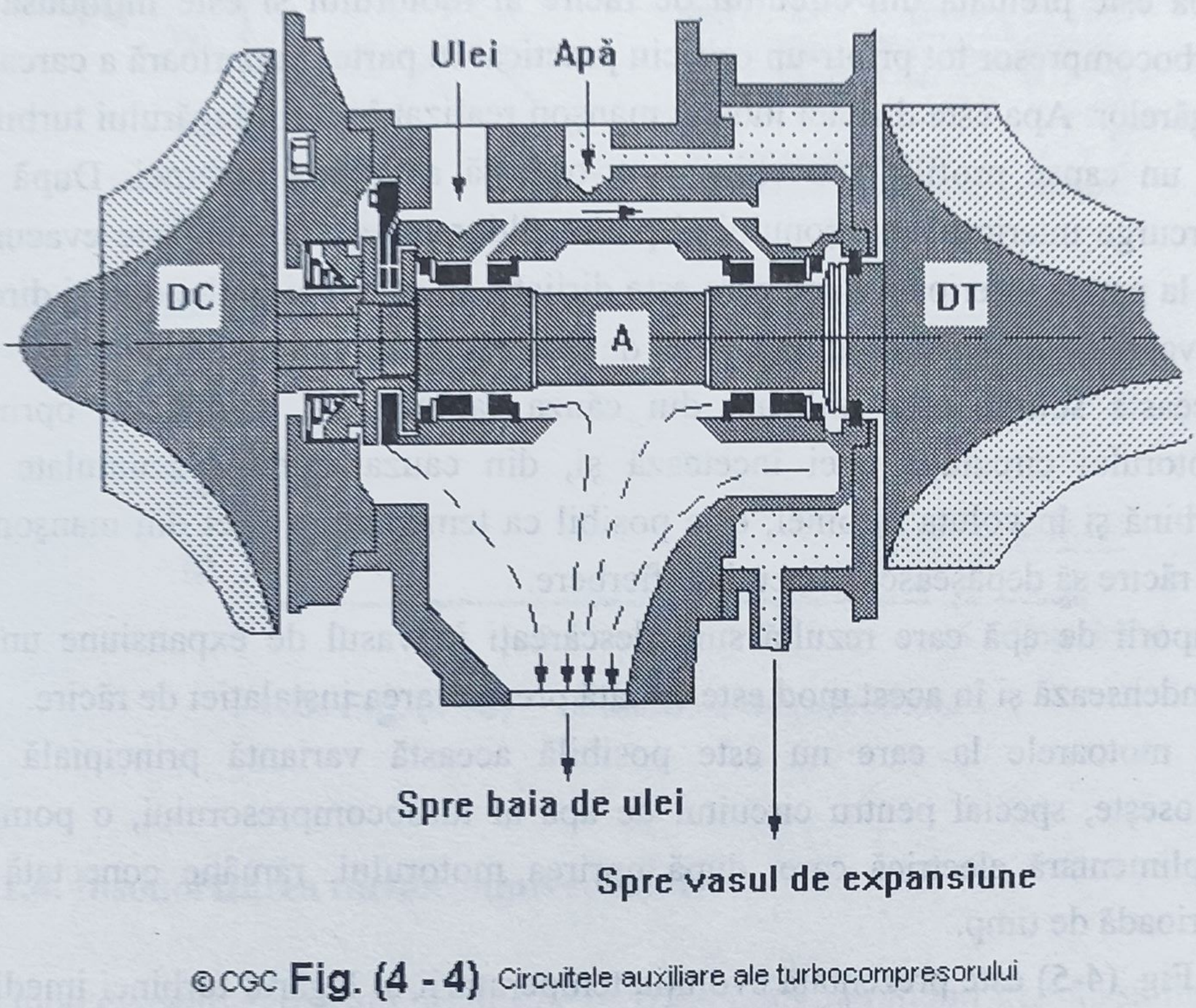


© CGC **Fig. (4 - 3)** Lagărul compresorului

4.1.3. Circuitele auxiliare ale turbocompresorului

În Fig.(4-4) sunt prezentate circuitele auxiliare ale unui turbocompresor modern.

Circuitul de ulei are rolul de a asigura ungerea lagărelor şi răcirea acestora. Uleiul sub presiune este preluat din circuitul de ungere al motorului (eventual printr-un radiator suplimentar) şi este introdus în turbocompresor printr-un orificiu practicat la partea superioară a carcasei lagărelor.



© CGC **Fig. (4 - 4)** Circuitele auxiliare ale turbocompresorului

Ulterior, uleiul este dirijat prin intermediul unei rampe orizontale care este în legătură directă cu lagărele radiale şi cu lagărul axial. Capătul dinspre turbină al rampei comunică prin intermediul unui orificiu calibrat cu un buzunar de ulei (cu rol de răcire) realizat parțial în jurul lagărului turbinei. Din buzunarul de răcire uleiul se scurge prin orificii de nivel (nefigurate) în colectorul de ulei al turbocompresorului plasat sub carcasa lagărelor. Uleiul pierdut din lagărele radiale, ajunge de asemenea în colectorul de ulei, printr-o degajare centrală special executată în partea inferioară a carcasei lagărelor.

În acest fel tot uleiul utilizat de către turbocompresor este recuperat în colectorul de ulei după care prin cădere liberă ajunge în baia de ulei a motorului.

Circuitul apei este necesar pentru o mai bună răcire a lagărului turbinei şi pentru răcirea volutei turbinei.

Apa este preluată din circuitul de răcire al motorului şi este introdusă în turbocompresor tot printr-un orificiu practicat în partea superioară a carcasei lagărelor. Apa este dirijată într-un manşon realizat în jurul lagărului turbinei cu un capac profilat sau chiar dintr-o fustă a volutei turbinei. După ce parcurge interiorul manşonului şi preia căldura acestuia, apa este evacuată pe la partea inferioară după care este dirijată, în cele mai multe cazuri direct în vasul de expansiune al instalației de răcire a motorului.

Această soluție este utilizată din cauza faptului că o dată cu oprirea motorului circulația apei încetează şi, din cauza căldurii acumulate în turbină şi în voluta turbinei, este posibil ca temperatura apei din manşonul de răcire să depăşească punctul de fierbere.

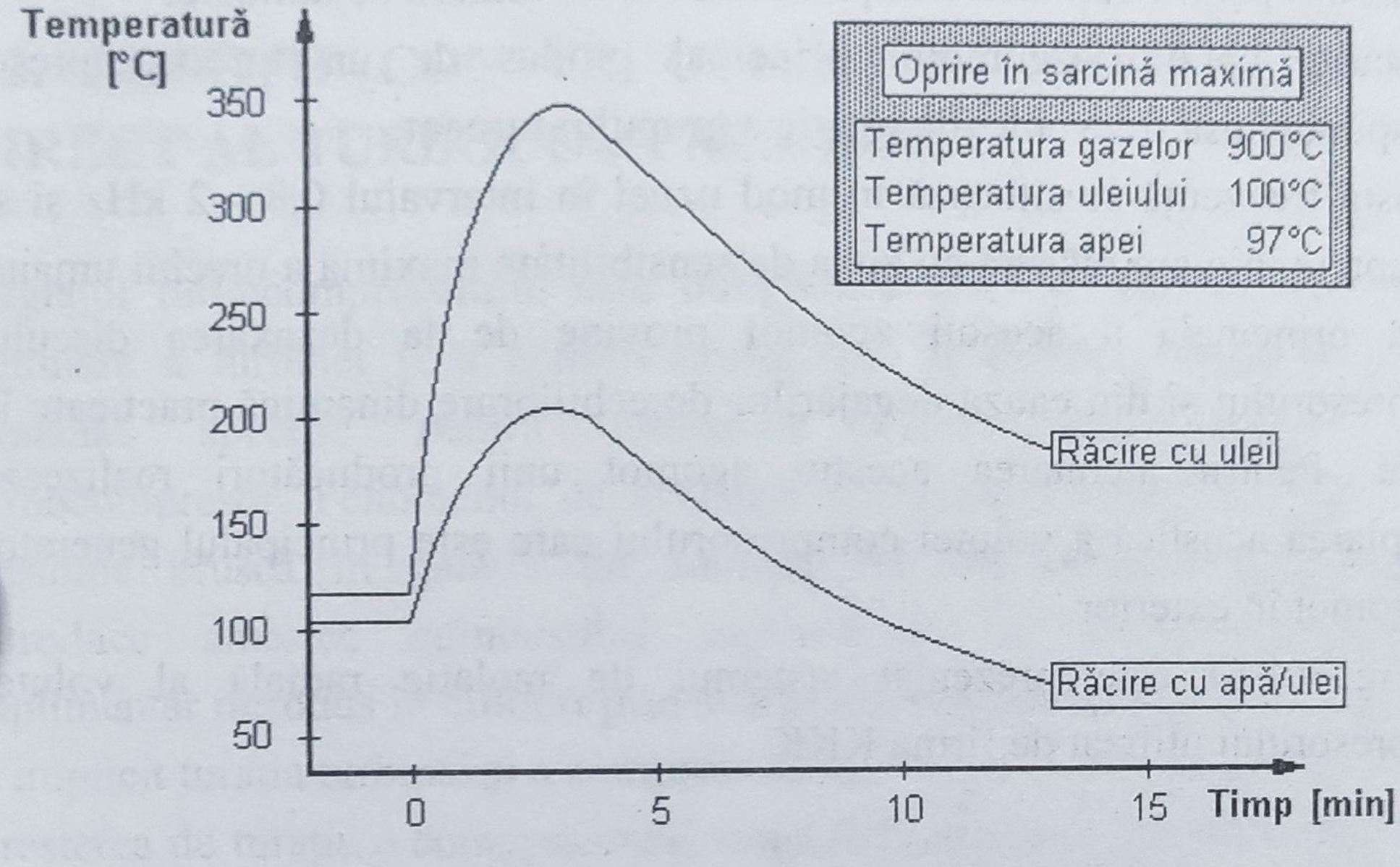
Vaporii de apă care rezultă sunt descărcați în vasul de expansiune unde condensează şi în acest mod este evitată presurizarea instalației de răcire.

La motoarele la care nu este posibilă această variantă principială se foloseşte, special pentru circuitul de apă al turbocompresorului, o pompă suplimentară electrică care, după oprirea motorului, rămâne conectată o perioadă de timp.

În Fig. (4-5) este prezentată evoluția temperaturii în lagărul turbinei imediat după oprirea motorului, în cazul a două variante de răcire utilizate pentru acelaşi tip de turbocompresor.

Se poate remarca, în cazul variantei simplificate la care răcirea se face numai cu ulei, că temperatura lagărului depăşeşte după câteva minute 300°C. În aceste condiții uleiul rămas în canalele cuzinetului poate să se carbonizeze şi să obtureze în mare măsură secțiunea de trecere, ceea ce are ca rezultat griparea prematură a lagărului. Pentru prevenirea acestui defect (devenit clasic) constructorii recomandă, ca înainte de a opri motorul, acesta să funcționeze la regimul de mers în gol câteva minute.

Unele automobile sunt echipate cu un dispozitiv electronic numit TURBOTIMER care menține motorul în funcționare la regimul de mers în gol o perioadă de timp bine determinată după scoaterea cheii din contact.



© CGC **Fig. (4 - 5)** Evoluția temperaturii lagărului turbinei

4.1.4. Insonorizarea turbocompresorului

În mod evident, zgomotul produs de motorul unui automobil trebuie să fie la un nivel cât mai scăzut. Din punct de vedere principial, motoarele supraalimentate cu turbocompresor sunt mai silențioase decât alte motoare de putere comparabilă, datorită amplitudinii mai mici a pulsațiilor gazelor arse la ieşirea din turbină.

Cu toate acestea turbocompresorul poate genera anumite zgomote specifice, care din cauza unor condiții nefavorabile de montaj, pot deveni neplăcute.

O sursă importantă de zgomot o reprezintă pulsațiile de presiune ale aerului la ieşirea din compresor.

Frecvența acestor pulsații este aproximativ egală cu frecvența de rotație a

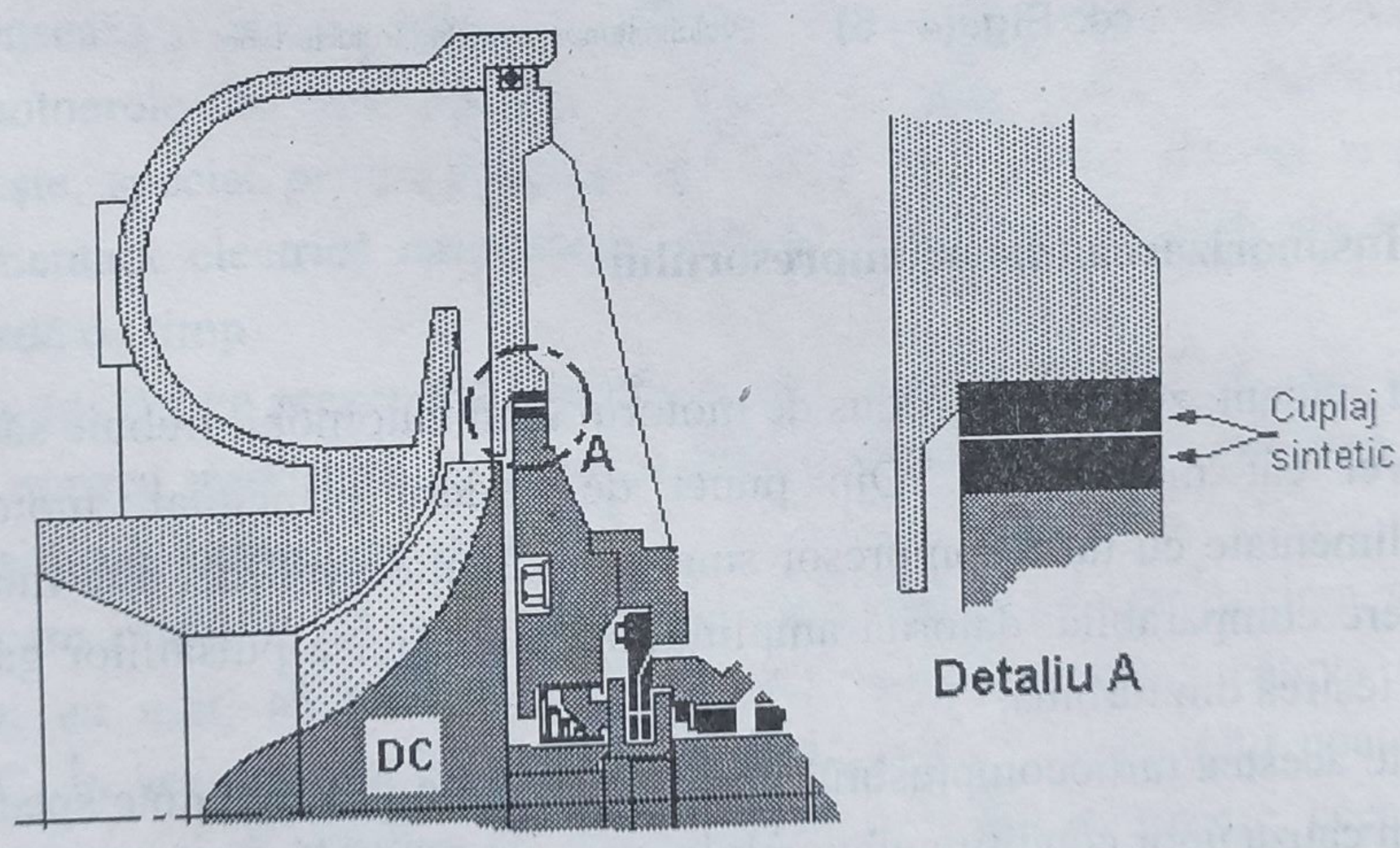
grupului turnant înmulțită cu numărul de palete al compresorului. De aceea, acest tip de zgomot are de regulă frecvențe ultrasonore şi deranjează mai puțin. De asemenea acest zgomot poate fi atenuat în mare măsură prin utilizarea unor racorduri elastice din cauciuc insonorizat (cu teflon sau fibre de carbon) pentru cuplarea compresorului la tubulatura de admisie.

În aceste condiții zgomotul principal produs de un turbocompresor corespunde însă frecvenței de rotație a grupului turnant.

Această frecvență se situează în mod uzual în intervalul 0,8 - 2 kHz şi se suprapune în mare măsură cu zona de sensibilitate maximă a urechii umane.

Sursa principală a acestui zgomot provine de la dezaxarea discului compresorului şi din cauza degajărilor de echilibrare dinamică practicate în acesta. Pentru atenuarea acestui zgomot unii producători realizează decuplarea acustică a volutei compresorului care este principalul generator de zgomot în exterior.

În Fig. (4-6) este prezentat sistemul de izolație radială al volutei compresorului utilizat de firma KKK.



© CGC **Fig. (4 - 6)** Insonorizare radială tip KKK

În principiu sistemul constă în introducerea unui element de cuplare sintetic între peretele interior al volutei şi carterul compresorului astfel încât în traseul acustic este introdus un salt de impedanţă.

4.2. SOLUȚII CONSTRUCTIVE PENTRU REGLAJUL DIRECT AL TURBOCOMPRESORULUI

Reglajul turbocompresorului este obligatoriu atât din cauza comportării neliniare a turbinei şi a compresorului, cât şi datorită fenomenului de avalanşă specific pentru motoarele Otto supraalimentate prin turbocompresor. Fenomenul de avalanşă apare atunci când o creştere de presiune bruscă în galeria de admisie (la deschiderea obturatorului) introduce amestec combustibil suplimentar în cilindri. Amestecul suplimentar introdus în cilindri prin ardere măreşte energia gazelor evacuate şi implicit turația turbinei şi a compresorului.

Creşterea de turație a compresorului implică la rândul ei creşterea presiunii de supraalimentare şi astfel în motor se introduce o cantitate de amestec şi mai mare care va genera şi mai multe gaze arse.

Tendința generală a sistemului este de stabilizare la o presiune de regulă mult mai mare decât presiunea maximă admisibilă a motorului şi la o turație a compresorului care depăşeşte limita maximă de utilizare.

Este posibilă însă, numai la unele motoare Diesel, o supraalimentare necontrolată întrucât principiul de funcționare al acestora permite modificarea între limite largi a raportului aer/combustibil.

În general la aceste motoare turbocompresorul este proiectat pentru realizarea unui anumit regim de putere maximă, cu aplicații (limitate) în domeniile în care regimurile de sarcini parțiale puternic penalizate nu deranjează în mod special.

Practic majoritatea turbocompresoarelor destinate utilizării pe automobile (Otto şi Diesel) şi cvasitotalitatea turbocompresoarelor destinate aplicațiilor Diesel pentru vehicule rutiere sunt prevăzute cu diverse sisteme de reglaj.

Indiferent de soluţia constructivă, pentru reglarea turbocompresorului se foloseşte principiul modificării puterii turbinei. Aceste principiu este utilizat întrucât garantează pentru un debit impus, turaţia minimă a compresorului în toată gama de funcţionare, cu avantaje evidente asupra fiabilităţii.

Pentru modificarea puterii turbinei în practică este utilizată metoda reglării debitului de gaze introduse în turbină, dar pentru sistemele de supraalimentare de mare performanţă mai este utilizată şi o metodă mai rafinată care constă în modificarea randamentului turbinei. Mai este cunoscută şi metoda de reglaj prin modificarea energiei gazelor introduse în turbină, însă aceasta este o metodă de reglaj indirect şi se obţine prin controlul (electronic) al parametrilor de funcţionare ai motorului.

În cele ce urmează sunt prezentate sistemele de reglaj direct cele mai cunoscute în domeniu cu menţiunea că pe parcursul anilor au mai fost experimentate şi alte sisteme, care însă nu s-au impus şi nici nu se pretează pentru controlul electronic modern.

4.2.1. Supapa "waste-gate"

Supapa "waste-gate" (poartă de scăpări) este în principiu un by-pass al turbinei compresorului, care permite ca o parte din gazele provenite din colectorul de evacuare al motorului să treacă direct în tubulatura de evacuare fără să cedeze energie în turbină.

Debitul de gaze care ocoleşte turbina poate fi reglat în funcţie de secţiunea de trecere a supapei. În cele mai multe din cazuri supapa waste-gate este acţionată direct de către o capsulă pneumatică alimentată cu aerul sub presiune produs de compresor.

Acest sistem de reglaj direct permite ca o dată cu creşterea presiunii livrate de compresor să crească şi secţiunea de trecere a gazelor care ocolesc turbina. În acest mod sistemul de supraalimentare şi motorul se autostabilizează la o presiune relativ constantă.

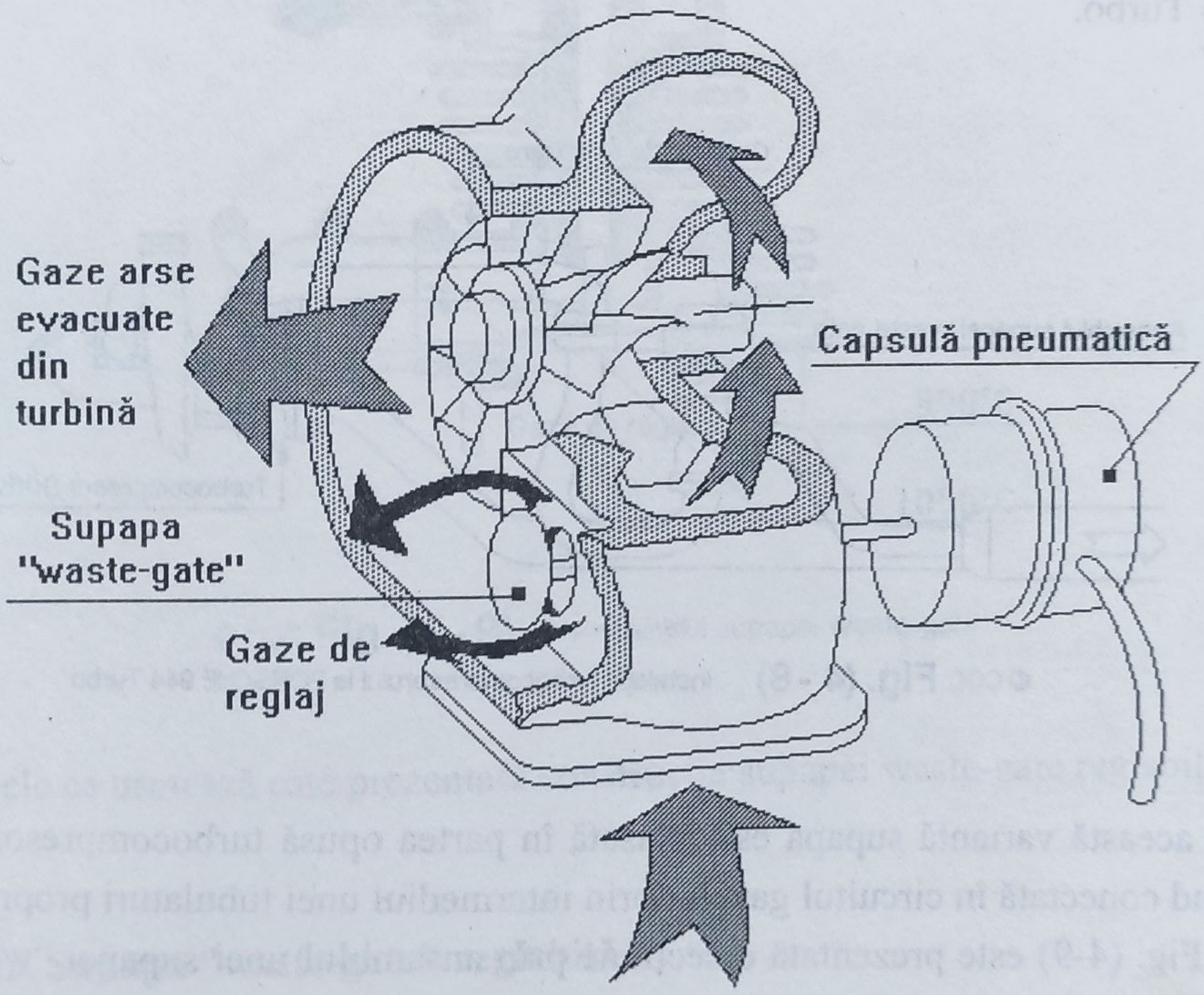
Din punct de vedere constructiv, ansamblul supapei poate fi realizat în

comun cu voluta turbinei şi face parte integrantă din construcția turbocompresorului.

În Fig.(4-7) este prezentat ansamblul turbină-supapă waste-gate.

Principiul de funcționare este foarte simplu şi constă în faptul că la creşterea presiunii furnizate de compresor, capsula pneumatică împinge tija supapei waste-gate spre stânga, iar secțiunea de trecere a supapei creşte corespunzător.

În acest mod se realizează o reacție negativă globală a sistemului cu un important caracter stabilizator.



© CGC **Fig. (4 - 7)** Supapa "waste-gate"

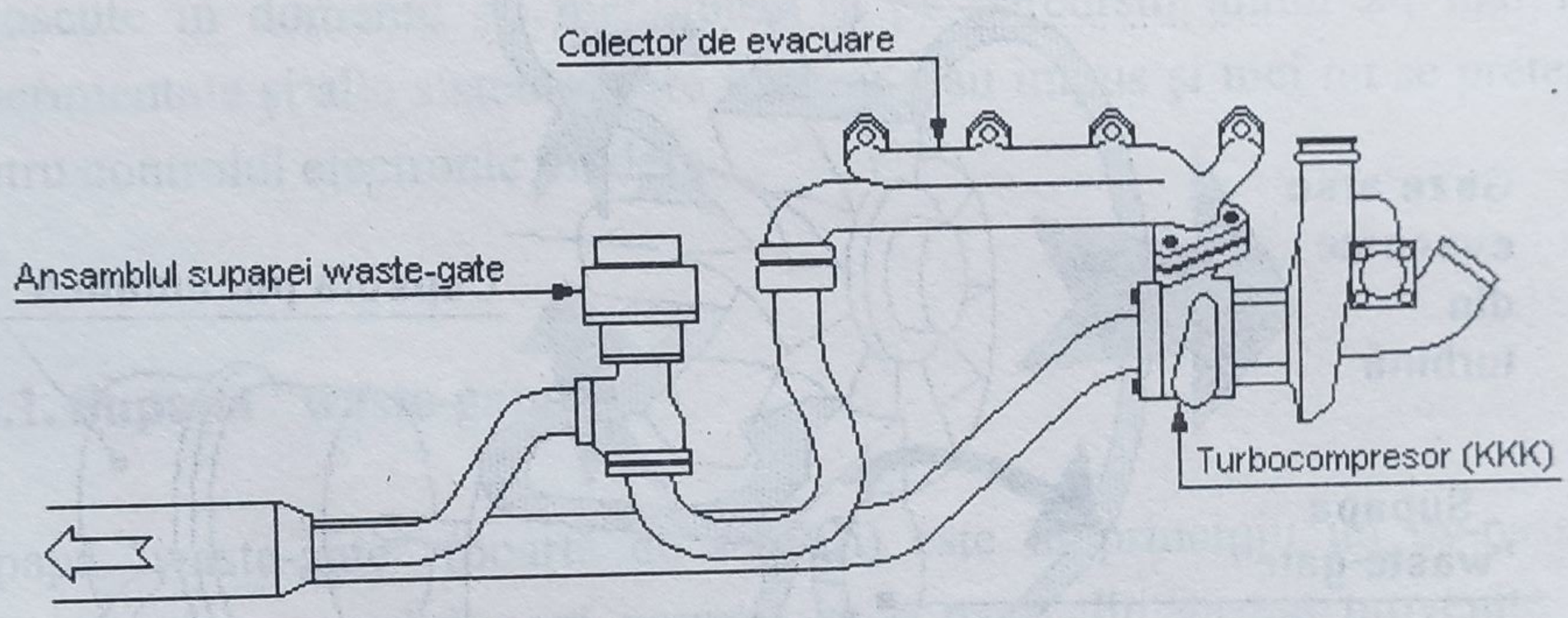
Sistemul prezentat este simplu din punct de vedere constructiv şi este utilizat pentru supraalimentare adiţională sau supraalimentare constructivă

uşoară.

Dezavantajele constau în încălzirea excesivă a tijei supapei de către gazele de evacuare şi în faptul că presiunea de echilibru se reglează numai din elasticitatea capsulei pneumatice, ceea ce exclude reglajul la utilizator, sau aplicații multiple pentru un model de turbocompresor dat.

Pentru micşorarea unora din dezavantajele prezentate unii constructori (Porsche, Audi) preferă execuția supapei "waste-gate" ca un dispozitiv separat, plasat într-o zonă în care influența termică a turbocompresorului este mai puțin importantă.

În Fig.(4-8) este prezentată instalația de evacuare a automobilului Porsche 944 Turbo.



© CGC **Fig. (4 - 8)** Instalația turbocompresorului la PORSCHE 944 Turbo

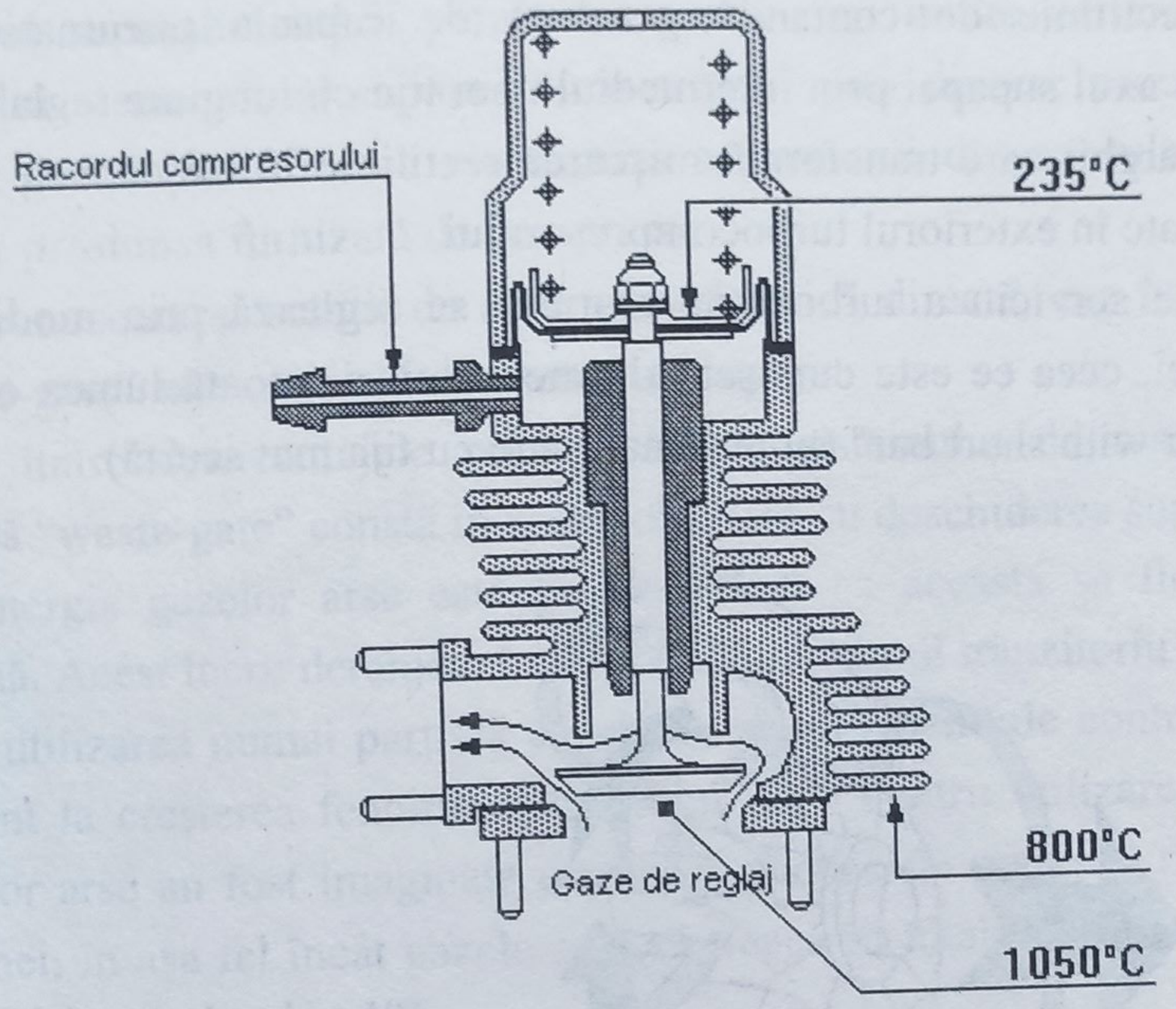
La această variantă supapa este plasată în partea opusă turbocompresorului fiind conectată în circuitul gazelor prin intermediul unei tubulaturi proprii.

În Fig. (4-9) este prezentată o secțiune prin ansamblul unei supapei "waste-gate" cu montaj independent de poziția turbocompresorului.

La varianta prezentată presiunea realizată de compresor este aplicată sub membrana elastică, astfel încât forța generată tinde să ridice supapa şi să comprime arcul.

Se poate observa că datorită realizării corpului principal cu aripioare de

răcire, temperatura membranei elastice se menține în limite rezonabile chiar la regimuri foarte ridicate. Cu toate acestea, varianta prezentată mai sus este puțin utilizată din cauza tubulaturii proprii, a creşterii prețului şi a dificultăților de reglaj.



© CGC **Fig. (4 - 9)** Ansamblul supapei waste-gate

În cele ce urmează este prezentată construcția supapei waste-gate reglabilă.

4.2.2. Supapa "waste-gate" reglabilă

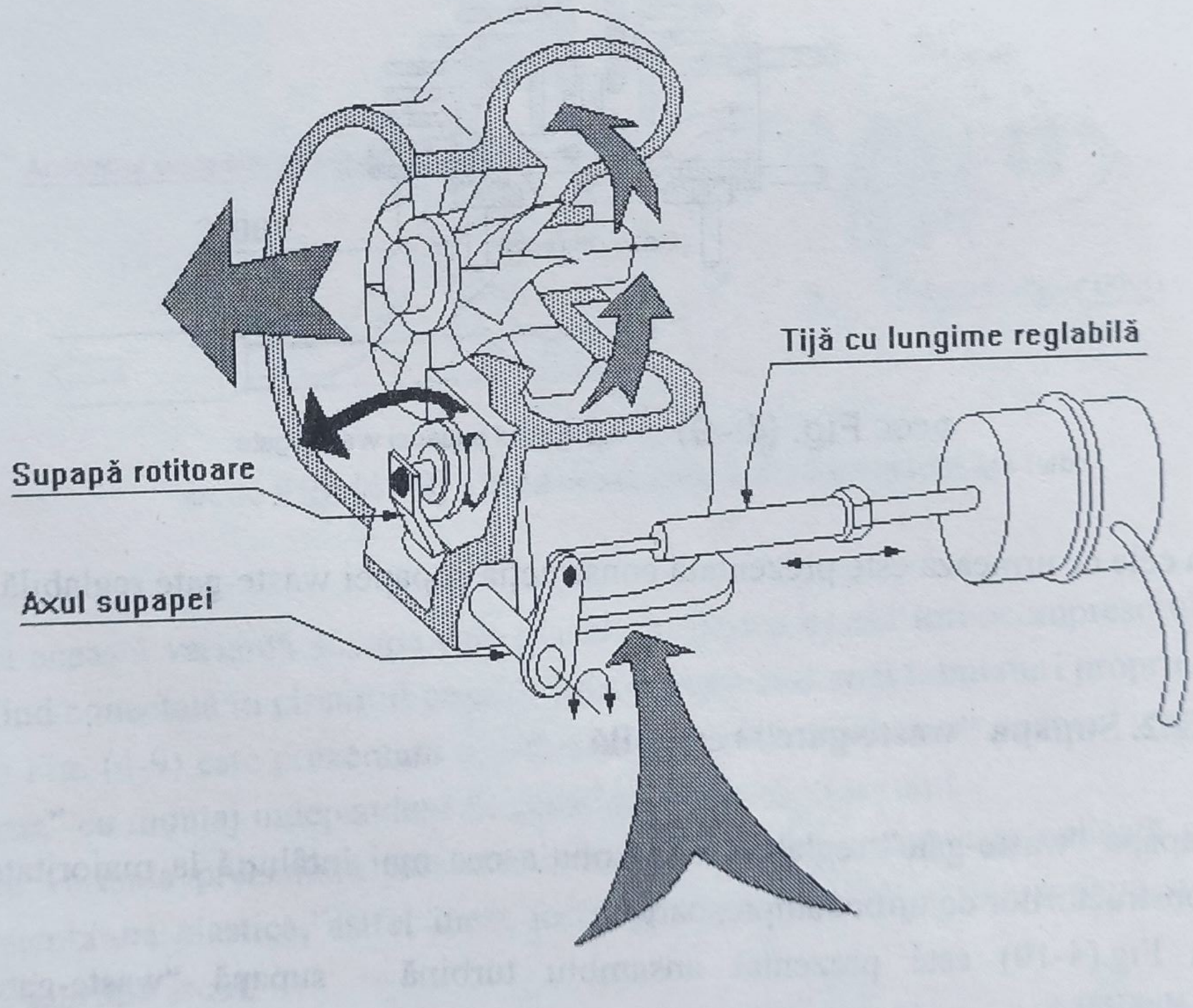
Supapa "waste-gate" reglabilă este soluția cea mai întâlnită la majoritatea constructorilor de turbocompresoare.
În Fig.(4-10) este prezentat ansamblu turbină - supapă "waste-gate" reglabilă.

Pentru înlăturarea dezavantajelor prezentate la supapa fără reglaj se utilizează o supapă rotitoare a cărei ax este scos în exteriorul carcasei turbinei.

Axul supapei nu este solicitat în mod direct de gazele arse şi din acest motiv etanşarea cu exteriorul poate fi realizată mai simplu.

Mişcarea rectilinie de comandă generată de capsula pneumatică este transmisă la axul supapei prin intermediul unei tije cu lungime reglabilă şi a unei mici pârghii care transformă mişcarea rectilinie în mişcare de rotație, ambele plasate în exteriorul turbocompresorului.

Presiunea de serviciu a turbocompresorului se reglează prin modificarea lungimii tijei, ceea ce este cunoscut de mecanicii din toată lumea cu titlul "more power with short bar" (putere mai mare cu tija mai scurtă).



©'CGC Fig. (4 - 10) Supapă reglabilă

Cele mai multe variante constructive sunt realizate de asemenea ca parte integrantă a turbocompresorului însă pentru motoarele cu mulți cilindri (în special la cele de competiție) supapa "waste-gate" reglabilă poate fi realizată şi ca un dispozitiv separat plasat de regulă direct pe galeria de evacuare.
În cazul supraalimentării parametrice cele mai multe variante realizează controlul electronic al supapei "waste-gate" prin diverse procedee care în esență permit modificarea electronică a presiunii din capsula pneumatică față de presiunea furnizată de compresor.
Sunt cunoscute şi soluții de acționare electrică directă, caz în care supapa "waste-gate" este realizată de asemenea separat.
Unul dintre dezavantajele principiale ale sistemului de reglaj direct cu supapă "waste-gate" constă în aceea că odată cu deschiderea supapei, o parte din energia gazelor arse este pierdută fără ca aceasta să fie utilizată în turbină. Acest lucru deranjează în special la regimul tranzitoriu de accelerare unde utilizarea numai parțială a gazelor arse disponibile contribuie în mod evident la creşterea fenomenului "turbo-lag". Pentru utilizarea completă a gazelor arse au fost imaginate diverse procedee de reglaj al randamentului turbinei, în aşa fel încât gazele arse să treacă în totalitate prin turbină. Una dintre soluțiile
la această problemă este turbocompresorul cu geometrie variabilă.

4.2.3. Turbocompresorul cu geometrie variabilă

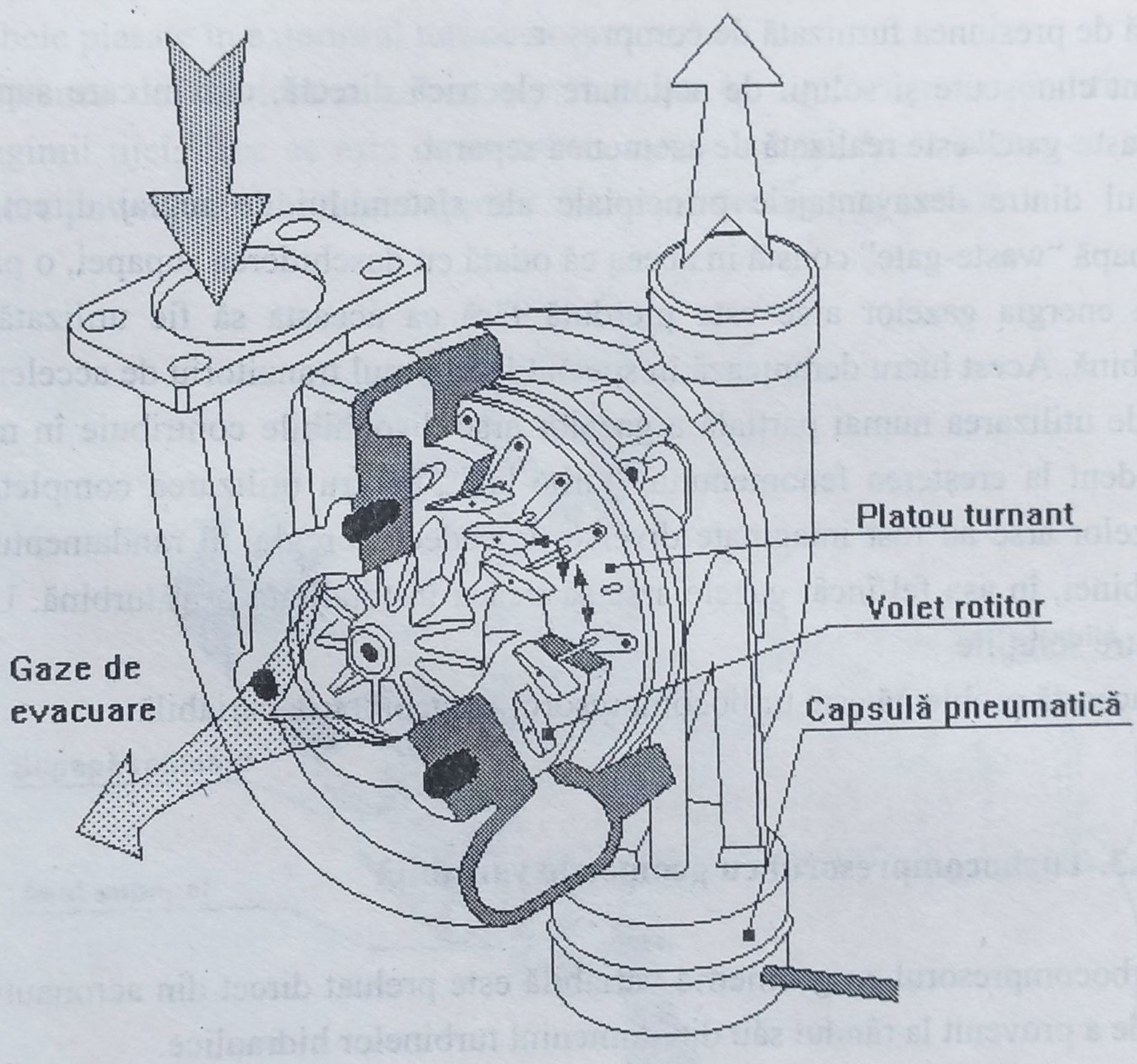
Turbocompresorul cu geometrie variabilă este preluat direct din aeronautică unde a provenit la rândul său din domeniul turbinelor hidraulice.
Principiul de funcționare se bazează pe observația că pentru diferite turații ale turbinei, unghiul de intrare al gazelor în rețeaua de palete trebuie să difere dacă se doreşte obținerea randamentului maxim.
Paradoxal, în cazul turbocompresoarelor, randamentul maxim este necesar numai la regimurile tranzitorii, funcționarea de durată fiind realizată cu

randamente mai mici decât optimul tehnic.

Structura turbocompresorului cu geometrie variabilă este prezentată în Fig. (4-11).

Pentru controlul unghiului de intrare a gazelor în turbină, distribuitorul turbinei este diferit față de turbocompresoarele clasice.

În interiorul distribuitorului sunt montați aproximativ 12 voleți de control ai direcției gazelor la intrarea între paletele turbinei.



© CGC **Fig. (4 - 11)** Turbocompresor cu geometrie variabilă

Fiecare volet este montat pe un ax care se poate roti și astfel se poate dirija direcția fluxului de gaze arse. Axul fiecărui volet este legat prin intermediul

unei mici pârghii la un platou turnant. Prin rotirea platoului turnant într-un sens sau altul se obține rotirea sincronă a voleților.

Platoul rotitor poate fi acționat direct de o capsulă pneumatică clasică sau poate fi acționat de un servomotor.

Reducerea fenomenului "turbo-lag" se obține atât prin utilizarea integrală a fluxului de gaze arse cât şi prin faptul că randamentul în funcționare poate fi relativ maxim pe toată perioada accelerației.

Utilizarea turbocompresorului cu geometrie variabilă permite şi un al treilea câştig indirect datorită faptului că prin creşterea randamentului turbinei scade presiunea în galeria de evacuare sau cu alte cuvinte scade contrapresiunea pe motor iar cuplul furnizat la arborele motorului creşte.

În Fig. (4-12) este prezentat principiul de reglaj. Conform Fig. (4-12) în cazul regimurilor joase sau tranzitorii absența presiunii furnizate de compresor determină deplasarea spre dreapta a tijei capsulei pneumatice.

În consecință platoul voleților execută o mişcare în sens orar care determină şi o rotire în sens orar a voleților. Astfel secțiunea dintre voleți se micşorează cu un dublu efect pozitiv.

În primul rând micşorarea secțiunii de admisie măreşte viteza gazelor la intrarea în paletele turbinei.

În al doilea rând, geometria voleților este astfel aleasă încât direcția de acces a gazelor în turbină să se apropie cât mai mult de vectorul vitezei relative a gazelor între palete, cu un pronunțat caracter al componentei tangențiale **Vt**.

În acest mod randamentul turbinei creşte şi pentru aceeaşi energie a gazelor arse, puterea instantanee transferată compresorului poate fi mărită.

Situația de funcționare cu secțiune de admisie redusă este foarte avantajoasă în cazul regimurilor tranzitorii şi/sau joase, însă în cazul regimurilor înalte apar două inconveniente majore.

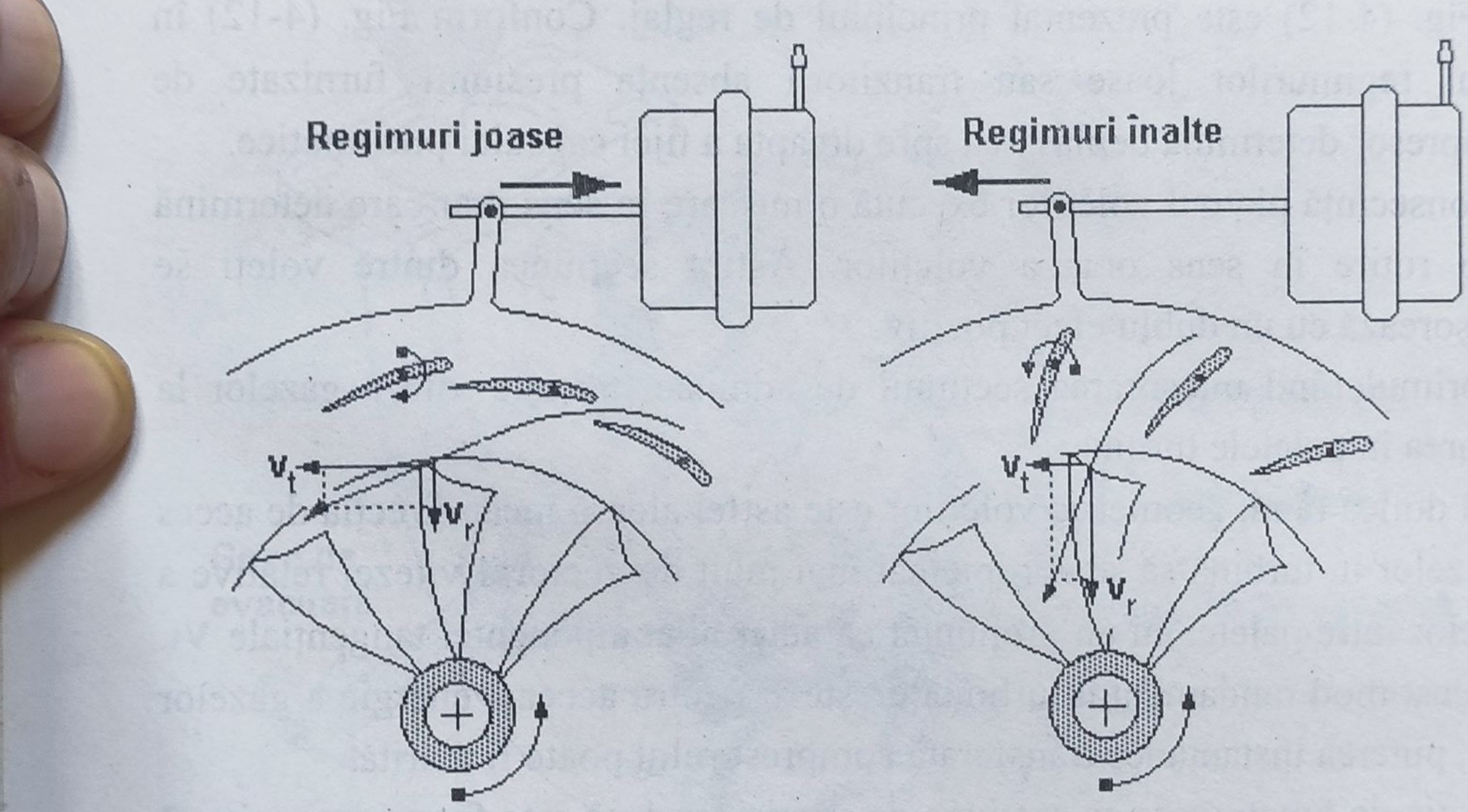
Pe de o parte secțiunea de admisie redusă devine o strangulare pentru debitul mare de gaze arse produse de motor, putând duce la blocarea gazodinamică a turbinei (implicit a motorului), iar pe de altă parte energia gazelor evacuate din motor depăşeşte necesarul pentru antrenarea compresorului.

Pentru înlăturarea acestor inconveniente o dată cu creşterea presiunii furnizate de compresor, tija capsulei pneumatice se deplasează spre stânga,

mişcare care produce rotirea voleţilor în sens trigonometric şi implicit creşterea secţiunii de admisie.

Prin creşterea secţiunii de admisie se evită blocarea gazodinamică a turbinei şi de asemenea se obţine o componentă radială **Vr** importantă a vitezei gazelor. Creşterea componentei radiale **Vr** se face în detrimentul componentei tangenţiale **Vt** şi are un efect puternic negativ asupra randamentului turbinei.

În acest mod se permite traversarea turbinei de către un debit mare de gaze de la care se preia o parte bine determinată din energia disponibilă, necesară numai pentru antrenarea compresorului.



© CGC **Fig. (4 - 12)** Principiul de reglaj al geometriei variabile

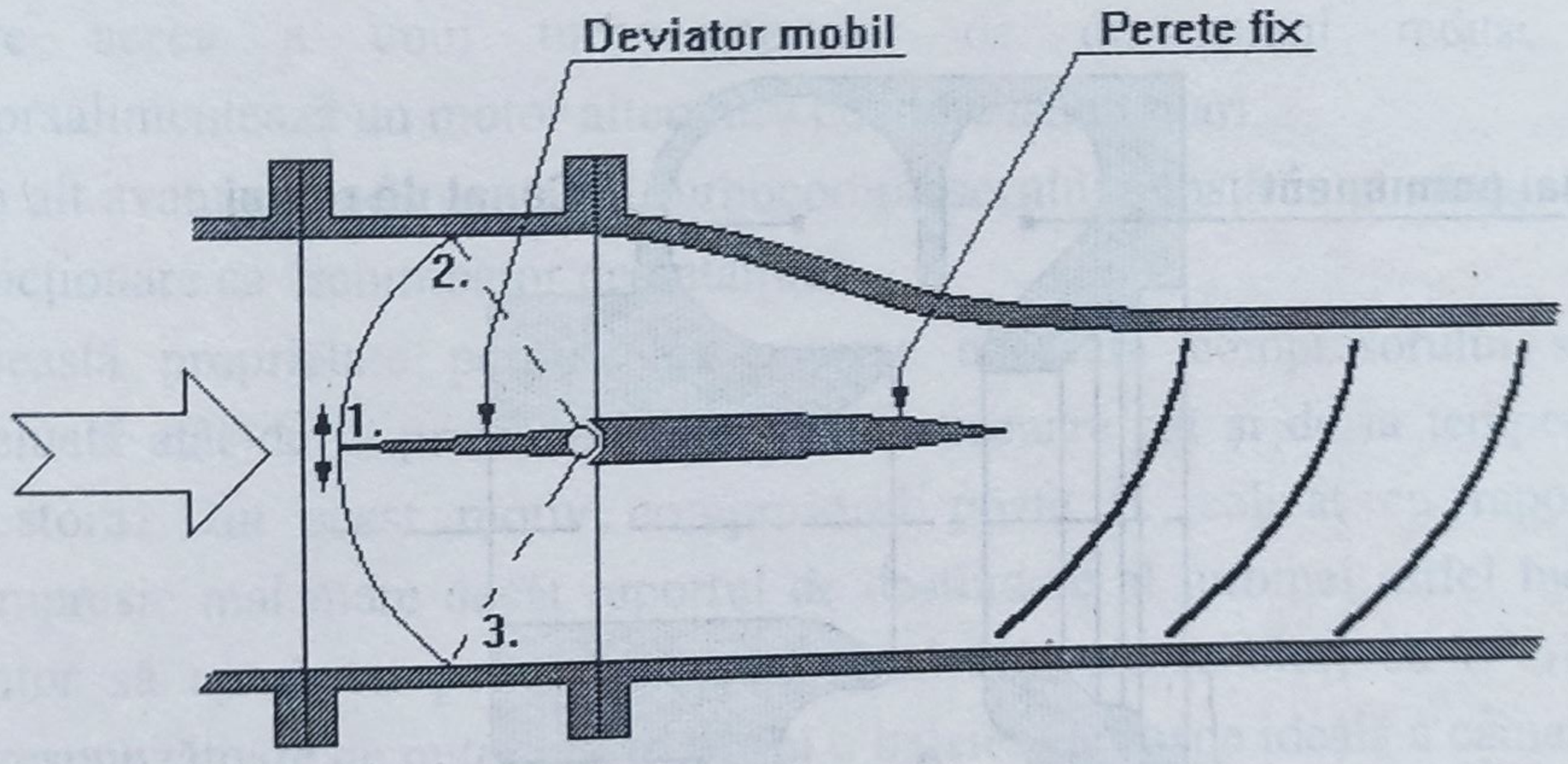
Practica a demonstrat că în cazul sistemului de reglaj direct pneumatic, un turbocompresor cu geometrie variabilă poate aduce un câştig global la acceleraţie de maxim 10%.

În cazul utilizării sistemelor de control electronic atât pentru turbocompresorul cu geometrie variabilă cât şi pentru supapa "waste-gate",

diferența dintre sisteme devine mult mai puțin importantă fără să depășească 3%. De aceea în ultimul timp supapa waste-gate electronică este preferată complicațiilor tehnice şi tehnologice ale mecanismului geometriei variabile. În domeniul competițional câştigul absolut de 3% poate fi însă hotărâtor.

4.2.4. Sistemul PIGNONE*

Sistemul de reglaj Pignone realizează modificarea randamentului turbinei şi a fost testat pentru prima oară de către firma Ferrari.
Sistemul se caracterizează printr-o simplitate constructivă deosebită şi de asemenea prin posibilitatea de adaptare mai mult decât convenabilă a unei acționări electrice.
În Fig. (4-13) este prezentat principiul de funcționare al sistemului Pignone.
Gazele arse înaintea pătrunderii în distribuitorul turbinei trec printr-un deviator cu trei poziții fixe de funcționare.



© CGC **Fig. (4 - 13)** Sistemul de reglaj PIGNONE

Regimul de putere maximă al motorului se obține cu deviatorul în poziția 1,

*În absența altor informații autorii au "botezat" sistemul după numele inventatorului, Giacomo Augusto PIGNONE, fost şef al cercetării la grupul FIAT şi, ulterior la Ferrari.

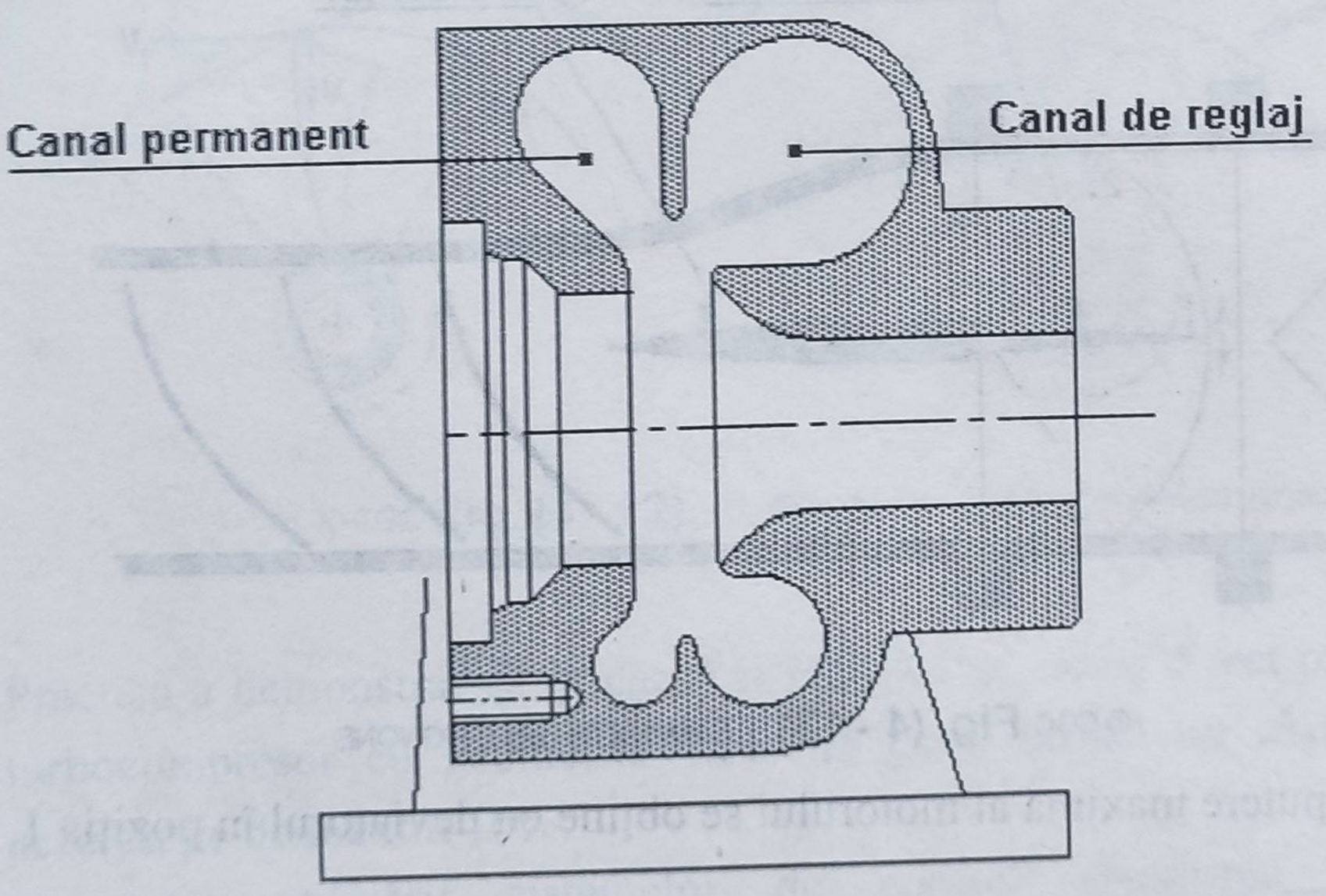
la care corespunde secțiunea maximă de admisie. Pentru poziția 2 corespunde o secțiune de trecere mai mică și un regim de putere intermediar, iar pentru poziția 3 corespunde secțiunea de admisie cea mai mică, utilizată în cazul regimurilor tranzitorii.

Din sistemul de reglaj Pignone au derivat mai multe variante, dintre care cele mai cunoscute sunt seriile "**VNT**" (Variable Nozzle Turbine) și "**VAT**" (Variable Area Turbine) produse de Garrett. Sistemul **VAT** a fost utilizat pentru prima dată (1992) la automobilul PEUGEOT 405 16T (2 l /196 CP).

4.2.5. Sistemul de distribuție dublu asimetric

Propus de către firma germană KKK, turbina este prevăzută cu două volute și două distribuitoare cu secțiune diferită, cel mic fiind cuplat păermanent la colectorul de evacuare, celălalt având secțiunea de trecere controlată.

În Fig. (4-14) este prezentată o secțiune principială a sistemului de distribuție dublu asimetric.



© CGC **Fig. (4 - 14)** Sistem de distribuție dublu asimetric (KKK)

CAPITOLUL 5

TEORIA ACORDĂRII TURBOCOMPRESORULUI

Problema acordării motor-turbocompresor este dezvoltată prin prisma avantajelor şi aspectelor specifice sistemului de supraalimentare turbo.

Un prim avantaj fundamental al sistemului turbo constă în creşterea esențială a performanțelor motorului cu o creştere nesemnificativă a dimensiunilor şi greutății.

Acest avantaj apare datorită proprietății turbomaşinilor de a realiza un raport masă/greutate sau masă/volum mult mai bun decât cel al maşinilor şi motoarelor volumetrice. Din acest motiv situația cea mai întâlnită în practică este aceea a unui turbocompresor de dimensiuni reduse care supraalimentează un motor alternativ de dimensiuni mari.

Un alt avantaj fundamental al turbocompresorului constă în posibilitatea de funcționare ca "schimbător de entalpie".

Această proprietate permite ca puterea necesară compresorului să fie preluată atât de la presiunea gazelor de evacuare cât şi de la temperatura acestora. Din acest motiv compresorul poate fi realizat cu raport de compresie mai mare decât raportul de destindere al turbinei astfel încât în motor să apară un pompaj pozitiv la nivelul pistoanelor, cu o creştere corespunzătoare de putere la arbore şi o baleiere aproape ideală a camerei de ardere în timpul încrucişării supapelor.

Probabil că cel mai evident dezavantaj constă în faptul că atât turbocompresorul cât şi motorul funcționează după legi proprii foarte diferite. De exemplu raportul de compresie al unui motor alternativ depinde în principal de mecanismul motor (prin valoarile cursei şi alezajului) şi de

geometria camerei de ardere şi este constant indiferent de sarcină, spre deosebire de compresor unde atât turaţia cât şi debitul influenţează în mod diferit raportul de compresie.

Un alt dezavantaj important al sistemului de supraalimentare turbo provine de la compresorul centrifug care (spre deosebire de compresoarele volumetrice) prezintă o zonă de funcţionare în "pompaj".

Limita zonei de pompaj micşorează plaja de funcţionare dar mai ales reduce posibilităţile de acordare ale caracteristicilor turbocompresorului cu cele ale motorului.

Tot ca dezavantaj poate fi reamintit fenomenul "turbo-lag", care nu are efect negativ numai asupra performanţelor dinamice ale vehiculului, dar este puternic resimţit la nivelul piloţilor prin prisma caracteristicilor de guvernare. Astfel în cazul pilotării automobilelor de mare performanţă destinate competiţiilor, apare necesitatea unui simţ al anticipaţiei mult mai dezvoltat, aşa zisul "Turbo Driver" (obţinut prin antrenamente specifice) mult diferit faţă de stilul de pilotaj clasic.

Aşa cum s-a arătat, sistemul de supraalimentare turbo este constituit din două agregate cu funcţionare foarte diferită, care necesită o acordare a caracteristicilor. Pentru un motor cu aprindere prin scânteie supraalimentat, realizarea acordării caracteristicilor nu este posibilă în absenţa supapei waste-gate sau a dispozitivelor cu rol similar în controlul puterii furnizate de turbină.

Pentru motoarele Diesel destinate tracţiunii terestre supapa waste-gate nu a fost necesară mult timp datorită gradului de libertate suplimentar al sistemului obţinut printr-o plajă relativ extinsă a raportului aer/combustibil.

5.1. CARACTERISTICILE GAZODINAMICE ALE SISTEMULUI DE SUPRAALIMENTARE

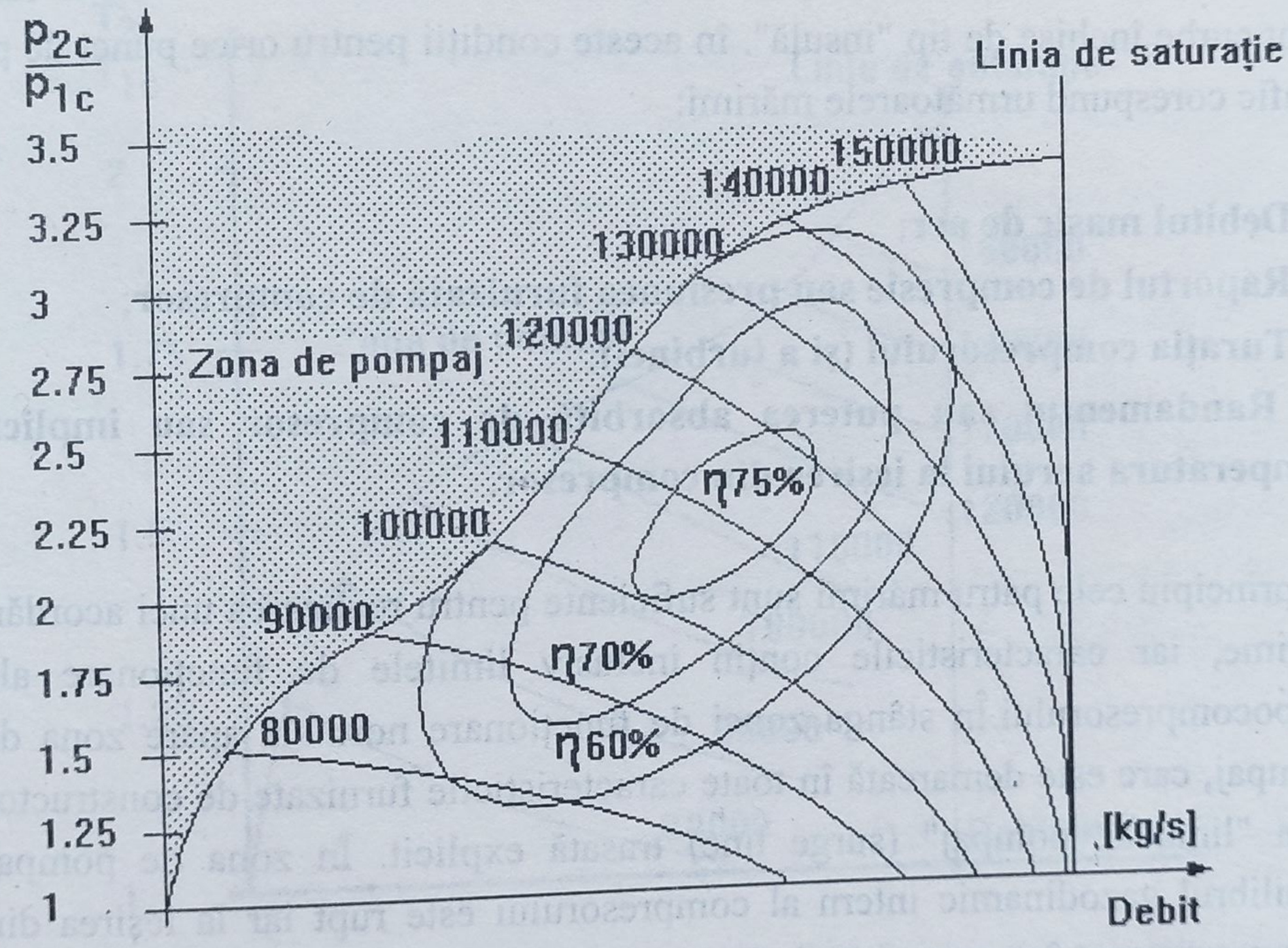
Pentru realizarea acordării dintre motor şi turbocompresor, este necesară cunoaşterea caracteristicilor de funcţionare ale tuturor elementelor din

sistemul de supraalimentare.

În cele ce urmează sunt prezentate caracteristicile compresorului, caracteristicile turbinei, ale răcitorului intermediar, ale tubulaturii de admisie, respectiv caracteristicile motorului, precum şi alte informaţii necesare pentru realizarea acordării.

5.1.1. Caracteristicile compresorului

În Fig.(5-1) sunt prezentate principial curbele caracteristice ale unui compresor centrifug.



© CGC **Fig. (5 - 1)** Caracteristici ale compresorului centrifug

În abscisă este exprimat debitul masic de aer în condiţiile reale de

funcţionare, estimat prin intermediul legilor de similitudine ale turbomaşinilor (egalitatea numărului Mach).

De regulă pentru debit este folosit ca unitate de măsură raportul kg/s însă pentru motoarele cu cilindree până la 3 litri este mult mai comodă utilizarea raportului kg/min.

În ordonată este raportul de compresie adimensional, dintre presiunea aerului la ieşirea din compresor $\mathbf{P_{2c}}$ şi presiunea aerului la intrarea în compresor $\mathbf{P_{1c}}$.

Aşa cum este prezentat, pentru fiecare regim de turaţie a compresorului există o curbă cu aspect general semiparabolic care arată dependenţa dintre debitul furnizat de compresor şi presiunea la ieşirea compresorului.

Pe acelaşi grafic sunt trasate şi caracteristicile randamentului adiabatic care sunt curbe închise de tip "insulă". în aceste condiţii pentru orice punct de pe grafic corespund următoarele mărimi:

1) Debitul masic de aer;

2) Raportul de compresie sau presiunea furnizată de compresor;

3) Turaţia compresorului (şi a turbinei);

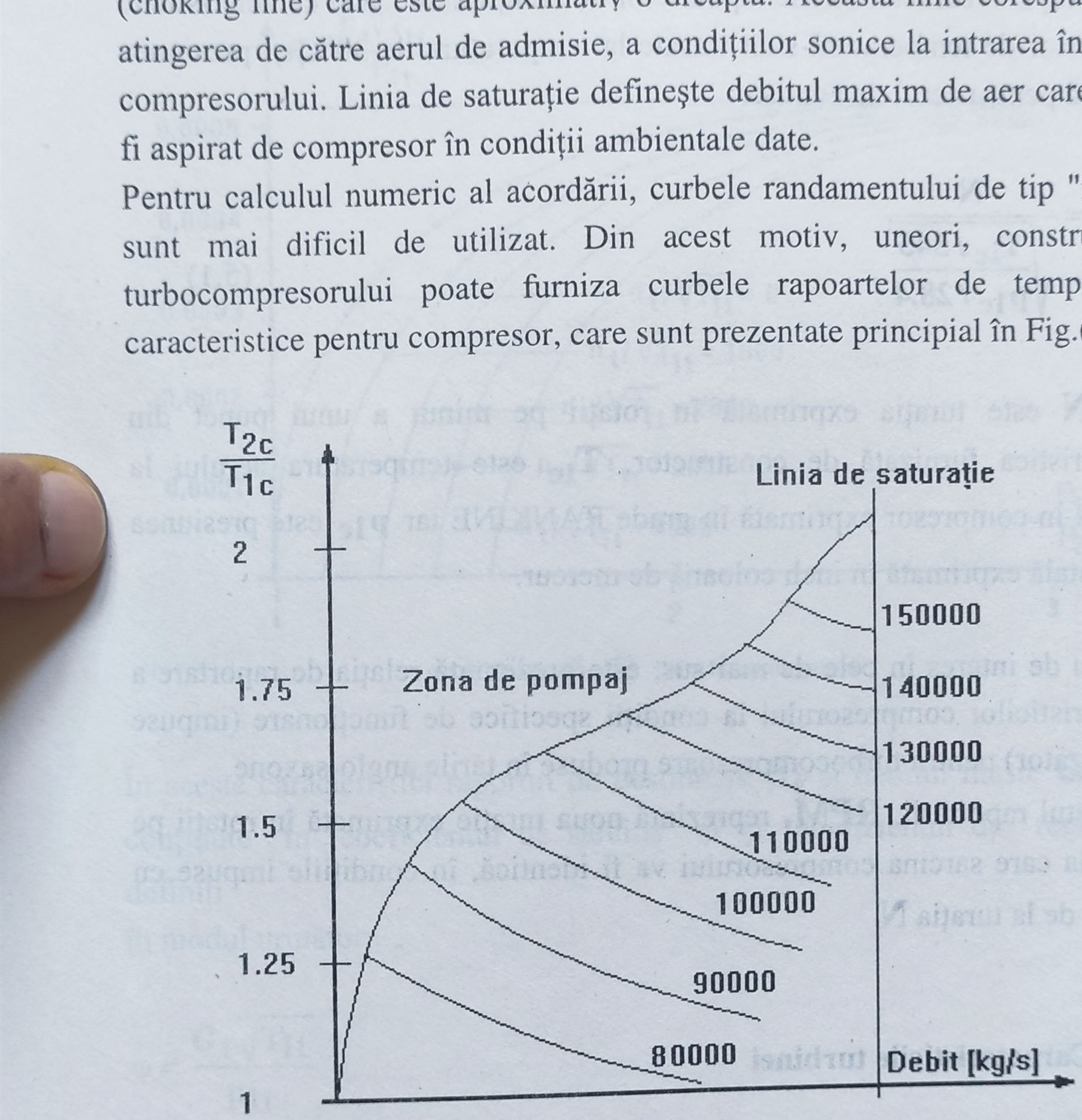
4) Randamentul sau puterea absorbită de compresor sau implicit temperatura aerului la ieşirea din compresor.

În principiu cele patru mărimi sunt suficiente pentru realizarea unei acordări optime, iar caracteristicile conţin inclusiv limitele de funcţionare ale turbocompresorului.În stânga zonei de funcţionare normală apare zona de pompaj, care este demarcată în toate caracteristicile furnizate de constructor prin "linia de pompaj" (surge line) trasată explicit. În zona de pompaj echilibrul gazodinamic intern al compresorului este rupt iar la ieşirea din compresor apar întreruperi periodice, violente, ale debitului de aer furnizat, care pot avea efecte distructive asupra paletelor şi asupra motorului. Din acest motiv zona de pompaj este practic o zonă de funcţionare interzisă. Cu toate acestea (numai) în tehnica competiţională (unde viaţa grupului motor + turbocompresor se măsoară în ore) sunt cunoscute aplicaţii unde

funcționarea turbocompresorului are loc în interiorul zonei de pompaj pentru perioade scurte de timp, mai ales în timpul accelerațiilor.

Zona de funcționare este limitată la dreapta de către curba de saturație (choking line) care este aproximativ o dreaptă. Această linie corespunde cu atingerea de către aerul de admisie, a condițiilor sonice la intrarea în discul compresorului. Linia de saturație definește debitul maxim de aer care poate fi aspirat de compresor în condiții ambientale date.

Pentru calculul numeric al acordării, curbele randamentului de tip "insulă" sunt mai dificil de utilizat. Din acest motiv, uneori, constructorul turbocompresorului poate furniza curbele rapoartelor de temperatură caracteristice pentru compresor, care sunt prezentate principial în Fig.(5-2).



© CGC **Fig. (5 - 2)** Caracteristici de temperatură ale compresorului centrifug

Curbele rapoartelor de temperatură sunt aproape liniare şi de regulă sunt trasate la aceeaşi turație ca şi în cazul rapoartelor de comprimare.

Cunoscând rapoartele de temperatură şi rapoartele de comprimare se poate determina cu precizie randamentul întrucât între familiile de caracteristici există o echivalență perfectă.

În general atât caracteristicile rapoartelor de compimare cât şi caracteristicile rapoartelor de temperatură sunt trasate la temperatura de 30°C şi presiunea normală pentru aerul de admisie:

$$\mathbf{RPM} = \frac{\mathbf{N}}{\sqrt{\dfrac{\mathbf{T_{1c}} / 545}{\mathbf{p_{1c}} / 28.4}}}, \qquad (5.1)$$

unde **N** este turația exprimată în rotații pe minut a unui punct din caracteristica furnizată de constructor, $\mathbf{T_{1c}}$ este temperatura aerului la intrarea în compresor exprimată în grade RANKINE iar $\mathbf{p_{1c}}$ este presiunea ambientală exprimată în inch coloană de mercur.

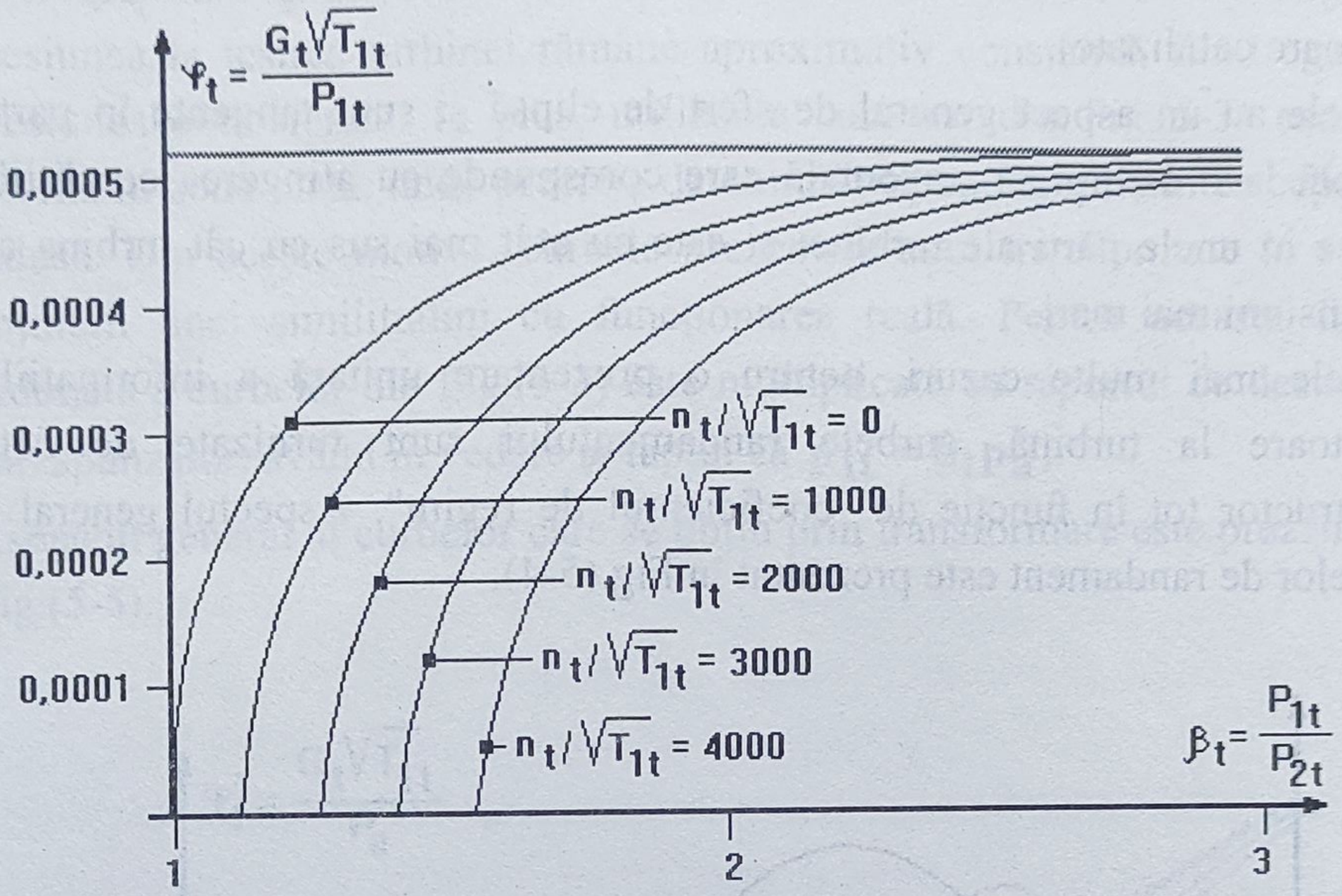
Cu titlu de interes în cele de mai sus, este prezentată relația de raportare a caracteristicilor compresorului la condiții specifice de funcționare (impuse de utilizator) pentru turbocompresoare produse în țările anglo-saxone.

Rezultatul raportării, **RPM,** reprezintă noua turație exprimată în rotații pe minut la care sarcina compresorului va fi identică, în condițiile impuse cu sarcina de la turația **N**.

5.1.2. Caracteristicile turbinei

Întrucât constructorul turbocompresorului nu cunoaşte a priori condițiile de funcționare ale motorului supraalimentat (temperatura şi presiunea gazelor arse) caracteristicile turbinei sunt furnizate într-o formă care să permită proiectantului motorului reducerea simplă a caracteristicilor, la cazul concret de funcționare, prin intermediul legilor de similitudine ale turbomaşinilor.

Forma generală în care constructorii furnizează informații despre caracteristicile raportului destindere/debit este prezentată în Fig.(5-3).



© CGC **Fig. (5 - 3)** Caracteristicile turbinei

În aceste caracteristici raportul de destindere β_t și debitul masic G_t sunt conținute în "coeficientul de sarcină" φ și "coeficientul de regim" μ definiți

în modul următor:

$$\varphi = \frac{G_t\sqrt{T_{1t}}}{p_{1t}} \qquad (5.2)$$

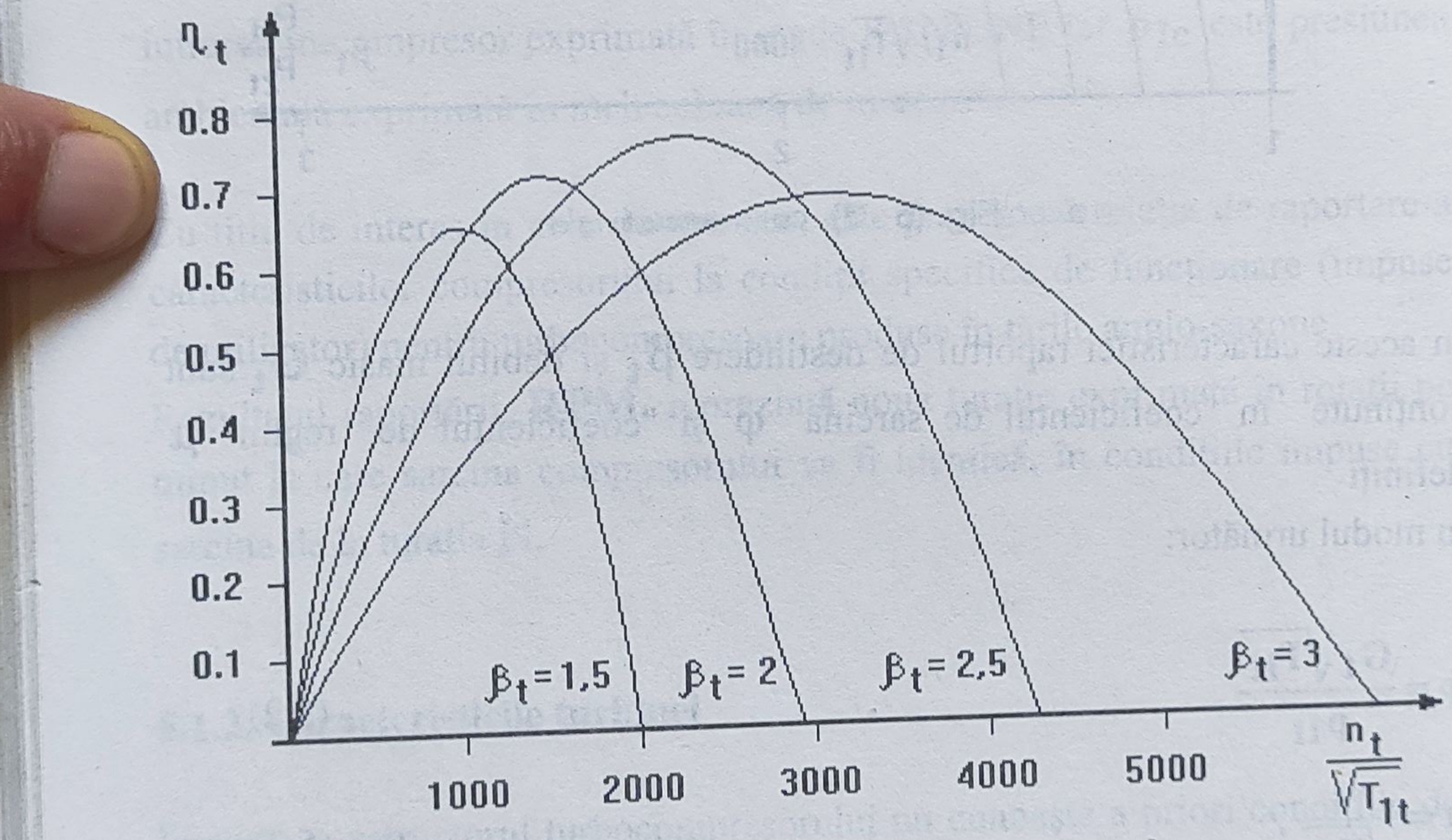
$$\mu = \frac{n_t}{\sqrt{T_{1t}}}, \qquad (5.3)$$

unde T_{1t} și p_{1t} sunt temperatura și presiunea (absolute) la intrarea în

turbină (conform Fig.(4-1)) iar $\beta_t = \frac{p_{1t}}{p_a}$ sau $\beta_t = \frac{p_{1t}}{p_{2t}}$ atunci când terminalul de evacuare introduce o rezistenţă gazodinamică importantă (motoare catalizate).

Curbele au un aspect general de sfert de elipsă şi sunt tangente în partea dreaptă la o asimptotă orizontală care corespunde cu atingerea condiţiilor sonice în unele părţi ale turbinei şi este cu atât mai sus cu cât turbina are dimensiuni mai mari.

În cele mai multe cazuri, pentru o prezentare unitară a informaţiilor privitoare la turbină, curbele randamentului sunt furnizate de către constructor tot în funcţie de "coeficientul de regim". Aspectul general al curbelor de randament este prezentat în Fig.(5-4).

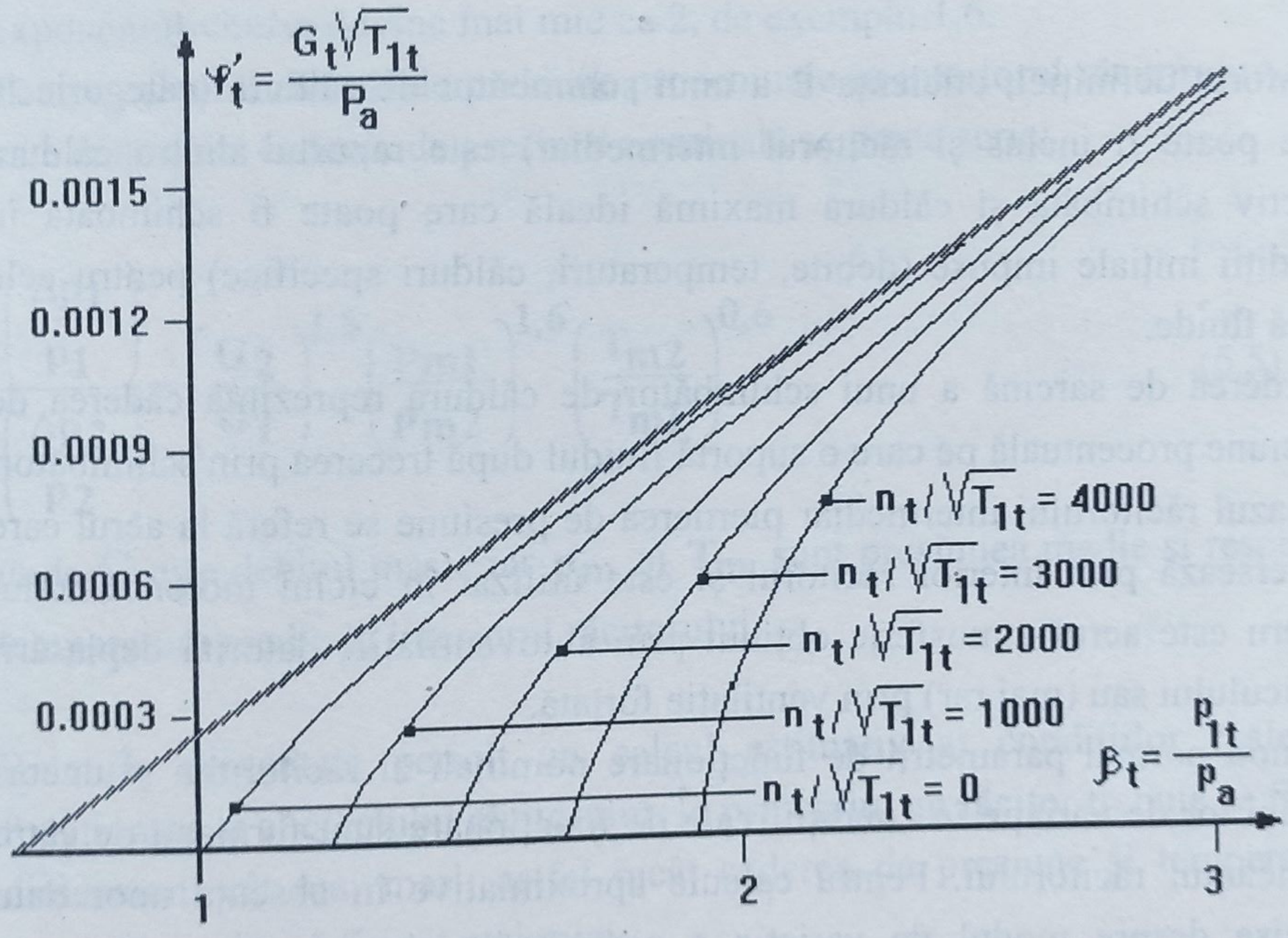


© CGC **Fig. (5 - 4)** Caracteristici ale coeficientului de regim

Curbele caracteristicen ale turbinei, furnizate de constructor (prezentate în Fig.(5-3) şi Fig.(5-4)) sunt mai greu de utilizat pentru condiţiile reale de

funcţionare pe motor, întrucât sunt obţinute la bancul de probă prin variaţia presiunii gazelor la ieşirea turbinei în condiţia menţinerii constante a presiunii şi temperaturii gazelor la admisia în turbină. În realitate presiunea şi temperatura gazelor la intrarea în turbină variază în limite largi, iar presiunea la ieşirea turbinei rămâne aproximativ constantă, fiind egală cu presiunea atmosferică. În plus, utilizarea curbelor din Fig.(5-3) este mai dificilă în zona plată, unde precizia determinării punctelor de intersecţie este redusă. Din aceste motive, curbele prezentate sunt transformate în scopul obţinerii unei similitudini cu funcţionarea reală. Pentru aceasta fiecare ordonată a curbelor din Fig.(5-3) este multiplicată cu raportul de destindere corespunzător, având în vedere şi faptul că $\mathbf{p_{1t} = \beta_t p_a}$.

Aspectul general al curbelor care se obţin prin transformare este prezentat în Fig.(5-5).



© CGC **Fig. (5 - 5)** Caracteristicile turbinei obţinute prin raportare

Curbele arată în esență dependența dintre raportul de destindere al turbinei și un nou coeficient de sarcină, care depinde de temperatura gazelor la intrarea în turbină și de presiunea gazelor la ieșirea din turbină. Această formă de reprezentare a caracteristicilor turbinei este cea mai apropiată de situația de funcționare reală a unei turbine destinate unui anumit turbocompresor.
Caracteristicile prezentate anterior permit determinarea funcționării sistemului de supraalimentare la nivelul turbinei turbocompresorului. Deși motorul este legat la turbocompresor, parametrii gazodinamici ai celor două agregate pot diferi, datorită răcitorului intermediar și al tubulaturii de legătură. Caracteristicile acestora din urmă sunt prezentate în cele ce urmează.

5.1.3. Caracteristica răcitorului intermediar

Conform definiției, eficiența ε a unui schimbător de căldură (categorie în care poate fi inclus și răcitorul intermediar) este raportul dintre căldura efectiv schimbată și căldura maximă ideală care poate fi schimbată în condiții inițiale impuse (debite, temperaturi, călduri specifice) pentru cele două fluide.
Pierderea de sarcină a unui schimbător de căldură reprezintă căderea de presiune procentuală pe care o suportă fluidul după trecerea prin schimbător. În cazul răcitorului intermediar pierderea de presiune se referă la aerul care traversează prin interior răcitorul și este utilizat în ciclul motor. Fluidul extern este aerul atmosferic obținut prin autoventilație, datorită deplasării vehiculului sau (mai rar) prin ventilație forțată.
În mod normal parametrii de funcționare nominali ai răcitorului și uneori modul lor de variație în condiții reale de funcționare sunt furnizați de către fabricantul răcitorului. Pentru calcule aproximative în absența unor date precise despre modul de variație a parametrilor se poate considera că eficiența unui răcitor variază în funcție de sarcina internă conform relației:

$$\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1}=\left(\frac{G_1}{G_2}\right)^{0,2}, \qquad (5.4)$$

unde cu G sunt notate debitele masice de aer care traversează răcitorul.

Relația permite determinarea eficienței răcitorului pentru un debit impus dacă sunt cunoscute eficiența şi debitul nominal, sau altă pereche de date furnizată de constructor.

Dacă fluxul de gaze prin interiorul răcitorului este complet turbulent, căderea de presiune procentuală $\Delta p/p$ în interiorul răcitorului este invers proporțională cu temperatura medie şi direct proporțională cu pătratul vitezei medii a fluidului prin canale.

Dacă răcitorul este realizat cu canale de curgere foarte înguste (soluția cea mai întâlnită în prezent), atunci, din cauza efectelor de vâscozitate care apar, exponentul vitezei devine mai mic ca 2, de exemplu 1,6.

Pentru calculul căderii de presiune procentuale în interiorul răcitorului când este cunoscută căderea de presiune nominală se poate scrie:

$$\frac{\left(\frac{\Delta p_1}{p_1}\right)}{\left(\frac{\Delta p_2}{p_2}\right)}=\left(\frac{G_2}{G_1}\right)^{1,6}\left(\frac{p_{m1}}{p_{m2}}\right)^{1,6}\left(\frac{T_{m2}}{T_{m1}}\right)^{0,6}, \qquad (5.5)$$

unde G este debitul masic iar p_m şi T_m sunt presiunea medie şi respectiv temperatura medie în interiorul răcitorului.

Relațiile prezentate permit un calcul estimativ al condițiilor reale de funcționare şi al efectului răcitorului. În principiu, un răcitor trebuie să fie de dimensiuni cât mai mari, astfel încât căderea de presiune şi temperatura aerului la ieşire să fie cât mai mici.

Prin utilizarea unui răcitor intermediar, în mod uzual puterea motorului creşte cu 10-25%. Un răcitor cu suprafață insuficientă are ca efect o

inconstanță a performanțelor motorului, în sensul că pe măsură ce răcitorul se încălzeşte, aerul are temperatură mai mare la ieşire, iar puterea motorului scade.

5.1.4. Caracteristicile tubulaturii de admisie

Indiferent cum este construită tubulatura de admisie, aceasta introduce căderi de presiune care diminuează performanțele supraalimentării. Pierderile de presiune apar atât în aval, cât şi în amonte de compresor şi în general sunt provocate de filtrul de aer, de coturile tubulaturii şi de variațiile bruşte de secțiune.

Variațiile rapide de secțiune apar din cauza necesității folosirii racordurilor elastice de cauciuc în scopul preluării deplasărilor relative care apar în timpul funcționării între elementele montate fix pe caroserie (răcitor, filtru de aer, valve de compensație, etc.) şi motor. În plus trecerea aerului dintr-un tip de tubulatură în alt tip de tubulatură este urmată de turbulențe puternice, astfel încât în interiorul tubulaturii, fluxul de aer are un important caracter turbulent. În aceste condiții o abordare pur analitică este foarte dificilă, mai ales dacă se are în vedere modificarea dimensiunilor tubulaturii (elastice) în timpul funcționării.

Una dintre metodele cele mai comode pentru determinarea pierderilor de presiune introduse de tubulatură constă în determinarea experimentală a acestora, pentru unele condiții date, după care pot fi determinate analitic cu o aproximație mulțumitoare pentru toată plaja de funcționare şi alte rezultate. În acest scop poate fi folosită relația 5.5, modificată pentru căderea de presiune tipică a tubulaturii:

$$\frac{\left(\frac{\Delta p_1}{p_1}\right)}{\left(\frac{\Delta p_2}{p_2}\right)} = \left(\frac{G_2}{G_1}\right)^2 \left(\frac{p_{m1}}{p_{m2}}\right)^2 \frac{T_{m2}}{T_{m1}} \qquad (5.6)$$

Relația 5.6 arată că și pentru motoarele turbo de mare performanță este necesar un important efort de proiectare a tubulaturii (specific la motoarele aspirate) în scopul minimizării căderilor de presiune.

5.1.5. Caracteristicile motorului

Întrucât motorul este o maşină volumetrică, dependența dintre debitul aerului admis în motor şi presiune poate fi determinată relativ simplu pe cale analitică. Astfel se poate scrie că:

$$G_m = \eta_{vt} Z V_u n \frac{p_o}{R T_o} \frac{2}{T}, \qquad (5.7)$$

unde G_m este debitul masic de aer care intră în motor, η_{vt} este randamentul volumetric total al motorului, Z este numărul de cilindri, V_u este volumul util al cilindrilor motorului, n turația motorului (în rot/sec), $\eta_{compresor}$, p_o şi T_o sunt presiunea şi temperatura din galeria de admisie, R este constanta gazelor iar T numărul de timpi ai motorului.

Randamentul volumetric total η_{vt} este raportul dintre cantitatea de amestec real introdus în motor şi amestecul ideal care poate fi introdus în motor (la turație foarte mică). Dacă se consideră că funcționarea motorului are loc cu acelaşi raport aer/combustibil în toată plaja de utilizare, atunci η_{vt} este egal cu raportul dintre cantitatea de aer real introdus în motor şi cantitatea de aer ideal care poate fi introdus în motor, sau cu raportul dintre căldura totală reală şi căldura totală ideală care se pot obține la fiecare ciclu motor:

$$\eta_{vt} = \frac{Q_{real}}{Q_{ideal}} = \frac{m_{aer_{real}}}{m_{aer_{ideal}}},$$

(5.8)

unde cu **Q** sunt notate căldurile iar cu **m** masele de aer.

Având în vedere că în practică este necesar ca relația 5.8 să fie raportată la presiunea atmosferică, pentru motoarele supraalimentate se poate scrie:

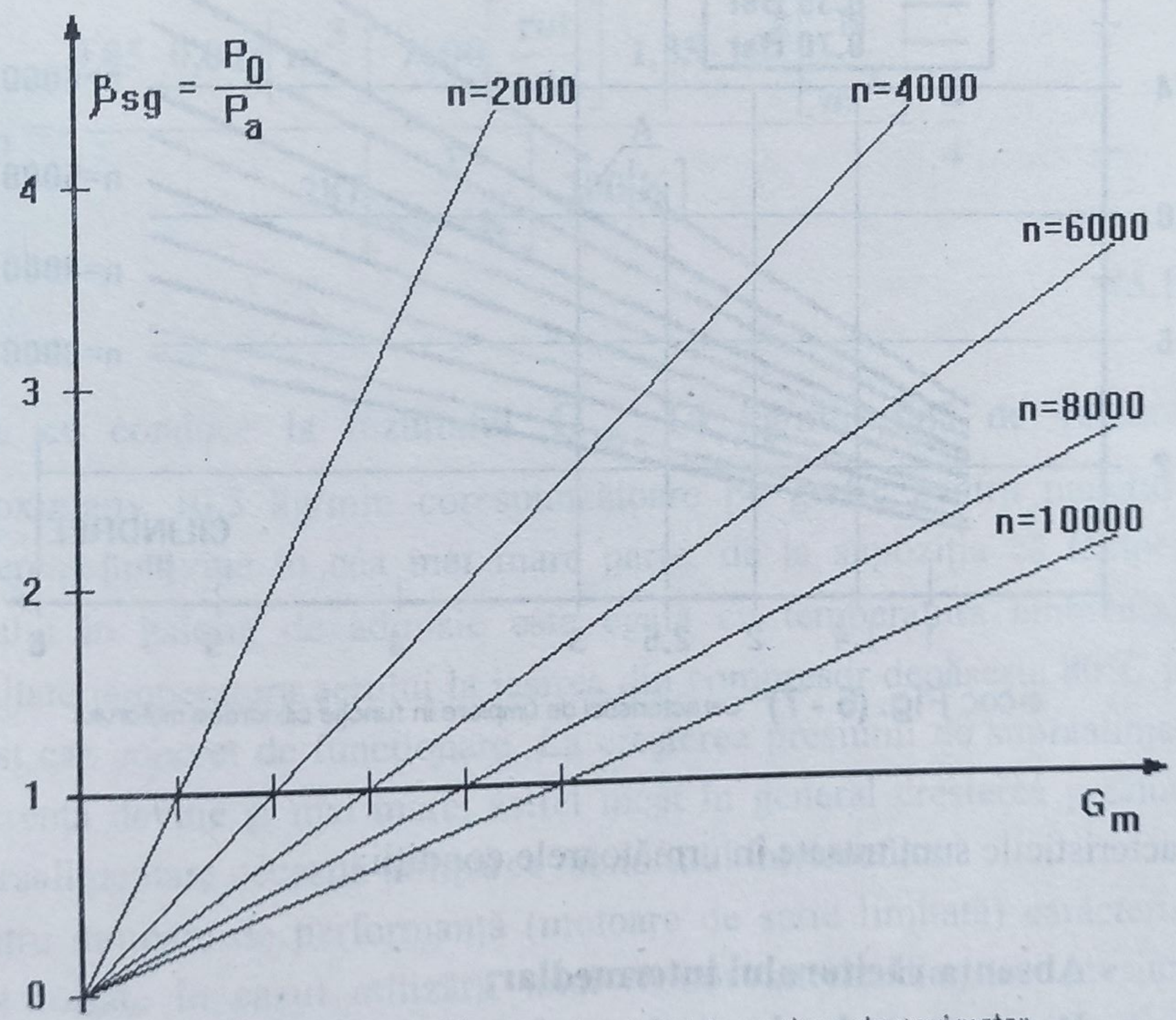
$$G_m = \eta_{vt} Z V_u n \frac{\beta_{sg} p_a}{R T_0} \frac{2}{T}, \qquad (5.9)$$

unde p_a este presiunea atmosferică iar β_{sg} este raportul de supraalimentare global.

În esență β_{sg} reprezintă raportul real de comprimare al întregii instalații de supraalimentare şi este uşor mai mic decât raportul de comprimare al compresorului, datorită pierderilor care apar în circuitul de aer din cauza răcitorului intermediar, a tubulaturii, a filtrului etc. Din relația 5.9 se poate determina modul de variație a debitului de aer introdus în motor în funcție de raportul de supraalimentare global. Pentru aceasta se fac următoarele considerații:

1. **Cilindreea totală a motorului, numărul de timpi (2 sau 4), presiunea ambientală şi constanta gazelor R sunt evident constante;**
2. **Pentru un regim fix randamentul volumetric total η_{vt} (referitor la condițiile din galeria de admisie) are o variație limitată şi poate fi considerat constant;**
3. **În cazul ideal eficiența răcitorului intermediar este 1 iar temperatura T_0 din galeria de admisie este egală cu temperatura ambientală. Chiar dacă funcționarea răcitorului nu poate fi considerată ideală (de exemplu $\varepsilon = 0,8$) eficiența răcitorului poate fi considerată în schimb constantă.**

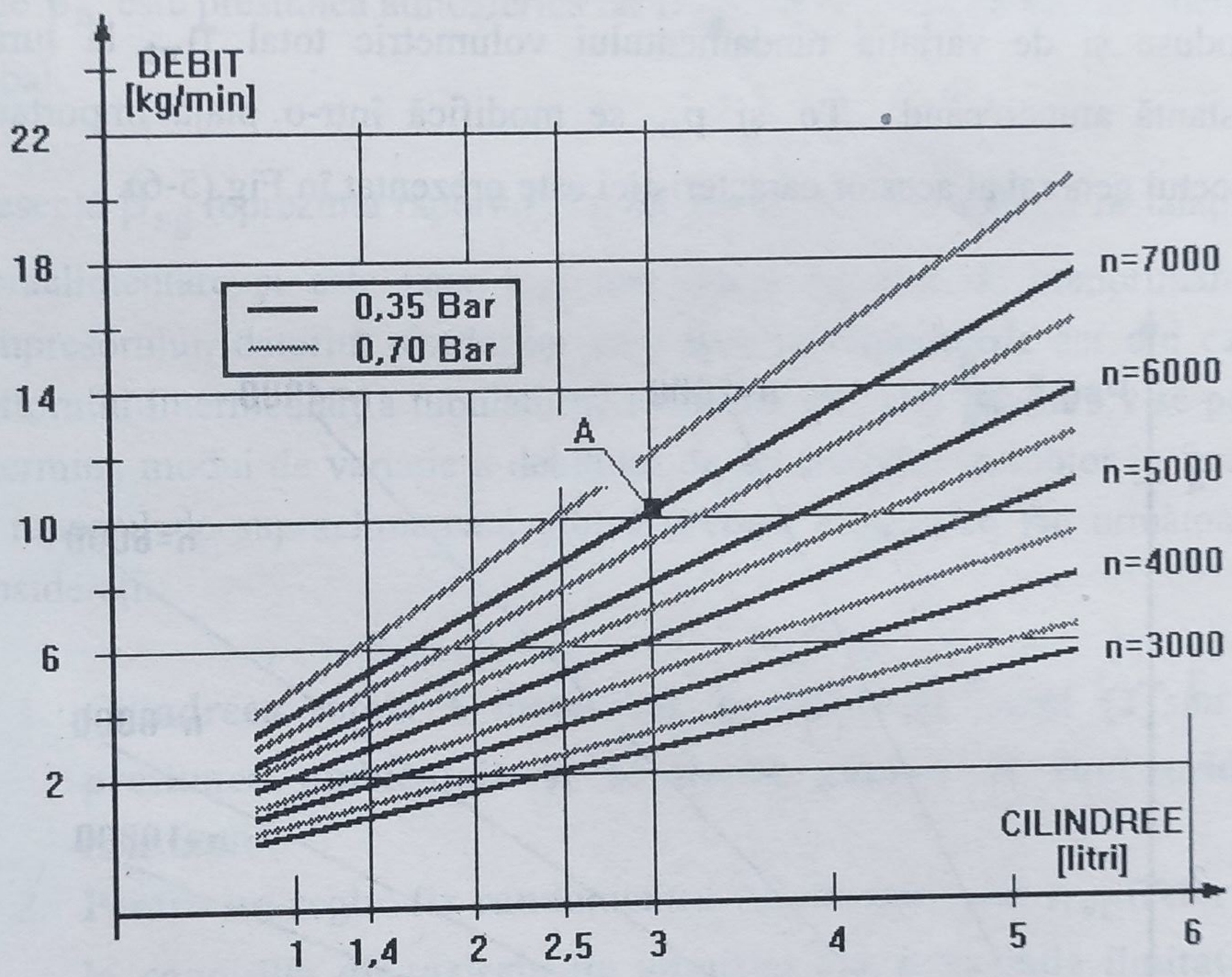
Conform consideraţiilor prezentate, debitul masic de aer $\mathbf{G_m}$ va depinde liniar de raportul de supraalimentare global β_{sg}. Deşi pentru a ajunge la acest rezultat au fost utilizate ipoteze simplificatoare, practica demonstrează că şi în realitate curbele $\beta_{sg} = f(\mathbf{G_m})$ pentru o turaţie constantă sunt cvasi liniare iar erorile de estimare nu depăşesc 5%. De regulă caracteristicile sunt uşor curbate spre înapoi în zona superioară din cauza efectului de creştere a temperaturii $\mathbf{T_o}$ din galeria de admisie şi deci cu atât mai liniare cu cât eficienţa răcitorului intermediar este mai mare. Mici erori mai pot fi introduse şi de variaţia randamentului volumetric total η_{vt} la turaţie constantă atunci când $\mathbf{To}$ şi $\mathbf{p_o}$ se modifică într-o plajă importantă. Aspectul general al acestor caracteristici este prezentat în Fig.(5-6).



© CGC **Fig. (5 - 6)** Caracteristici de umplere ale unui motor

Pentru alegerea rapidă a unui turbocompresor în funcție de datele de catalog, în practică sunt utilizate diagramele de dependență ale debitului $\mathbf{G_m}$ în funcție de cilindreea totală, presiunea la ieşirea compresorului şi de regimul de turație al motorului.

În Fig.(5-7) sunt prezentate diagramele preliminare care acoperă cea mai mare parte din gama aplicațiilor uzuale (motoare de serie mare) respectiv motoare Otto sau Diesel.



© CGC **Fig. (5 - 7)** Caracteristici de umplere în funcție cilindreea motorului

Caracteristicile sunt trasate în următoarele condiții:

- **Absența răcitorului intermediar;**
- **Randamentul volumetric total η_{vt}= 0,85;**

- **Randamentul compresorului $\eta_{compresc}$= 0,7;**
- **Temperatura exterioară = 27°C (aproximativ 80°F);**
- **Funcționare la nivelul mării.**

Ca exemplu în cele ce urmează este dezvoltat punctul "**A**" corespunzător unui motor cu cilindreea de 3 litri care funcționează supraalimentat cu presiunea de 0,35 Bar (în galeria de admisie) la turația de 7000 rot/min.
Se face presupunerea că temperatura aerului din galeria de admisie este egală cu temperatura ambientală, cea ce ar corespunde utilizării unui răcitor intermediar ideal.
În aceste condiții înlocuind datele de calcul în relația 5.9., pentru punctul "**A**" se obține:

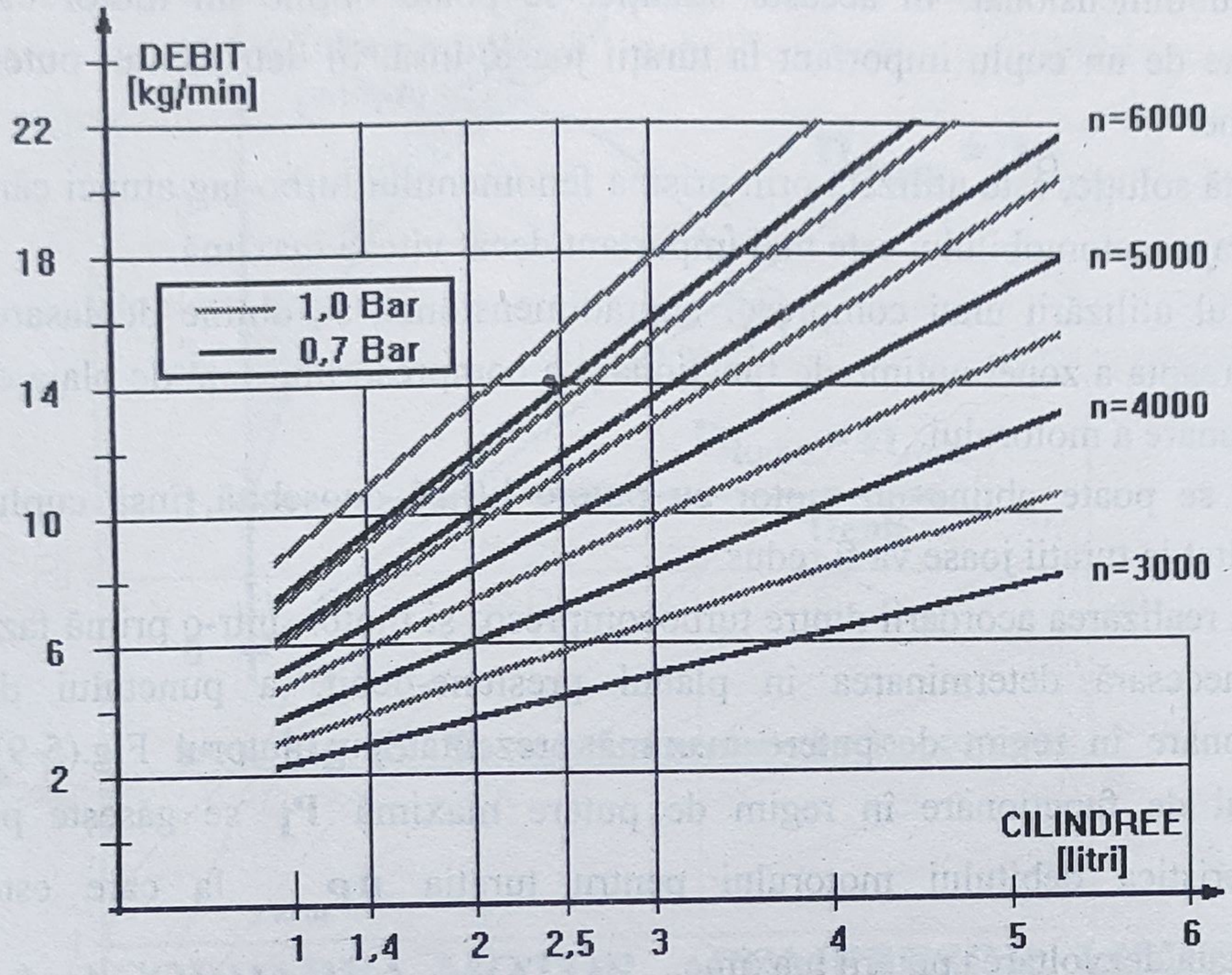
$$G_m = \frac{0,85 \cdot 0,003\left[m^3\right] \cdot 7000\left[\frac{rot}{min}\right] \cdot 1,35 \cdot 10^5\left[\frac{N}{m^2}\right]}{287\left[\frac{J}{kg \cdot °K}\right] \cdot 300[K]} \cdot \frac{2}{4} \qquad (5.10)$$

ceea ce conduce la rezultatul G_m=**14** kg/min față de valoarea de aproximativ 10,5 kg/min corespunzătoare pe grafic pentru punctul "A". Diferența provine în cea mai mare parte, de la supoziția că temperatura aerului în galeria de admisie este egală cu temperatura ambientală. În realitate temperatura aerului la ieşirea din compresor depăşeşte 80°C pentru acest caz concret de funcționare. La creşterea presiunii de supraalimentare, diferența devine şi mai mare, astfel încât în general creşterea presiunii de supraalimentare necesită utilizarea răcitorului intermediar.
Pentru motoare de performanță (motoare de serie limitată) caracteristicile sunt trasate în cazul utilizării unui răcitor intermediar la presiune de supraalimentare superioară. În Fig.(5-8) sunt prezentate caracteristicile de referință obținute în următoarele condiții:

- **Eficiența răcitorului intermediar $\varepsilon = 0,8$;**
- **Randamentul volumetric total $\eta_{vt} = 1$;**
- **Randamentul compresorului $\eta_{compresc} = 0,7$;**
- **Temperatura exterioară = 27°C (aproximativ 80°F);**
- **Funcționare la nivelul mării.**

Comparând caracteristicile din Fig.(5-7) cu cele din Fig.(5-8) se poate remarca efectul utilizării unui răcitor intermediar de calitate medie. Astfel prin utilizarea răcitorului intermediar şi prin construcția optimă a circuitelor de aer (inclusiv chiulasă multisupapă) este posibilă o creştere de aproximativ 30% a debitului de aer introdus în motor şi implicit o creştere într-o măsură asemănătoare a puterii motorului. În datele de calcul a fost introdus $\eta_{vt} = 1$ deşi în realitate la prima vedere acest caz nu este posibil. Majorarea lui η_{vt} urmăreşte acoperirea acelor situații care pot apărea în exploatare, în care debitul de aer poate să crească pentru perioade de timp limitate chiar peste valoarea de calcul corespunzătoare unui η_{vt} unitar. Este cazul motoarelor comerciale supraalimentate la care este realizat un început de rezonanță în galeriile de admisie la capătul superior al plajei de turație.
Un alt caz este acela al sistemelor de supraalimentare de performanță care utilizează preinjecția de apă/alcool/benzină sau/şi care pulverizează suplimentar apă peste răcitorul intermediar astfel încât este practic posibil să se obțină în galeria de admisie aer cu temperatură mai mică decât temperatura ambientală.
Sunt de asemenea acoperite situațiile de funcționare la temperaturi scăzute când deşi temperatura aerului care iese din răcitorul intermediar este mai mare decât temperatura exterioară, debitul de aer creşte față de valoarea prezumtivă pentru funcționarea la 27°C.
Comparația dintre caracteristicile prezentate mai poate sugera şi importanța deosebită a modului de realizare şi de proiectare a circuitelor de aer pentru motoarele de mare performanță, unde câştigul de putere care poate fi obținut

pe această cale poate fi hotărâtor.



© CGC **Fig. (5 - 8)** Caracteristici de umplere obținute prin utilizarea răcitorului intermediar

Suprapunerea curbelor caracteristicilor de debit ale motorului peste caracteristicile de debit ale compresorului (reduse corespunzător pentru pierderile de presiune introduse de răcitorul intermediar şi de tubulatură) permite obținerea unei prime imagini a modului de acordare dintre motor şi turbocompresor.

În cazul cel mai favorabil, zona de randament maxim al compresorului trebuie să se suprapună peste cea mai mare parte a plajei de utilizare a motorului.

Acest tip de acordare se întâlneşte în marea majoritate a cazurilor reale de utilizare şi este numită "acordare centrată".

Dacă zona optimă de funcționare a compresorului este decalată spre stânga plajei de funcționare a motorului, în cele mai multe din cazuri compresorul este subdimensionat. În această situație, se poate obține un motor care dispune de un cuplu important la turații joase, însă, în detrimentul puterii maxime.

Această soluție, este utilizată prin prisma fenomenului turbo-lag atunci când demarajul automobilului este mai important decât viteza maximă.

În cazul utilizării unui compresor supradimensionat, se obține deplasarea spre dreapta a zonei optime de funcționare a compresorului față de plaja de funcționare a motorului.

Astfel se poate obține un motor cu putere litrică deosebită, însă cuplul dezvoltat la turații joase va fi redus.

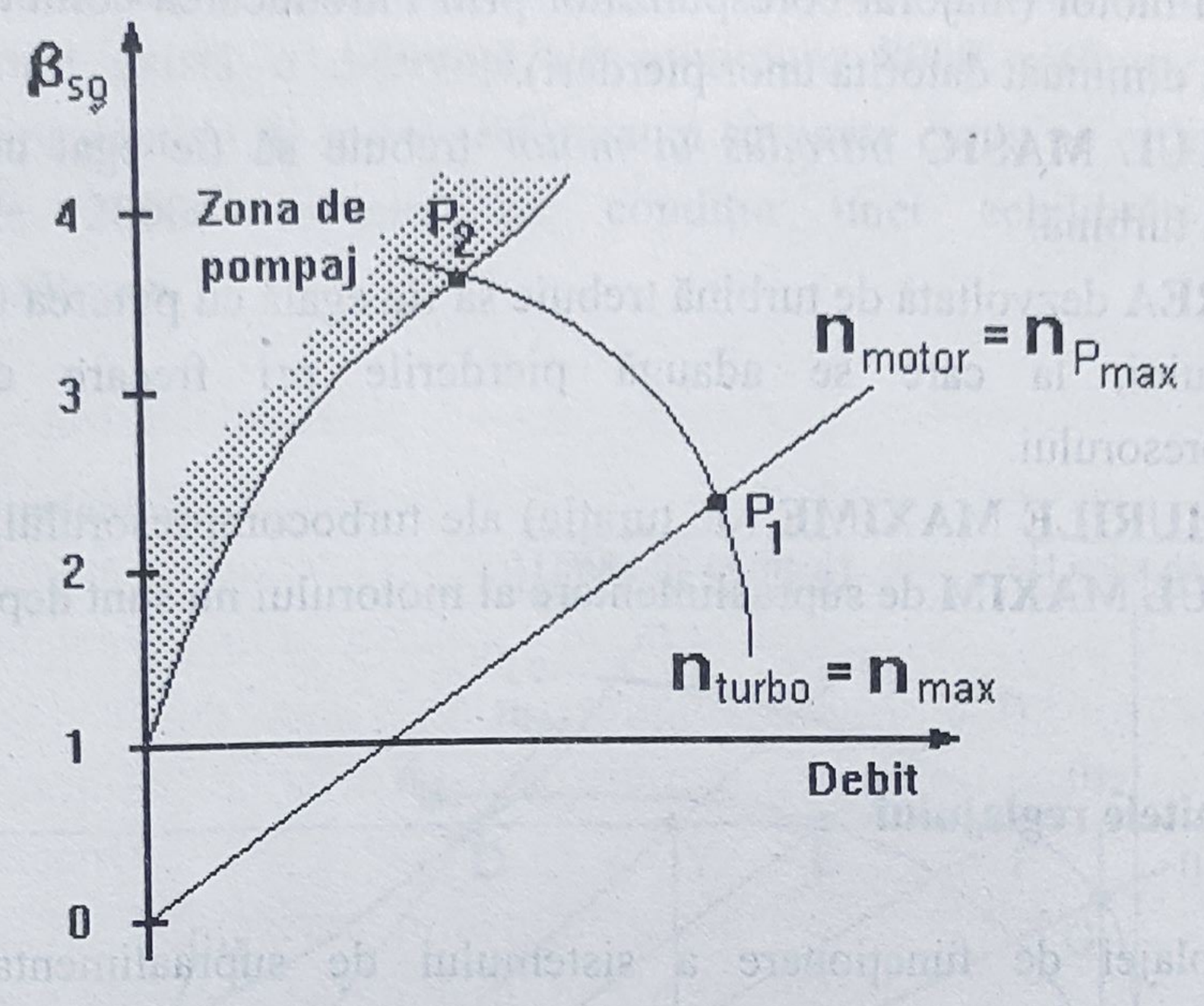
Pentru realizarea acordării dintre turbocompresor şi motor, într-o primă fază este necesară determinarea în planul presiune-debit, a punctului de funcționare în regim de putere maximă prezentat cu ajutorul Fig.(5-9). Punctul de funcționare în regim de putere maximă $\mathbf{P_1}$ se găseşte pe caracteristica debitului motorului pentru turația $\mathbf{n_{P_{max}}}$ la care este proiectată dezvoltarea puterii maxime.

Presiunea din galeria de admisie corespunzătoare acestui punct se determină impunând raportul aer/combustibil şi estimând randamentul volumetric al motorului şi eficiența răcitorului intermediar (dacă există).

Pentru o acordare optimă, caracteristica compresorului (raportată la galeria de admisie) obținută la turația maximă de utilizare, trebuie să se intersecteze cu caracteristica motorului în punctul $\mathbf{P_1}$, cât mai la dreapta posibil şi în acelaşi timp la limita unui randament al compresorului convenabil.

În acest mod, se poate obține maximul plajei de utilizare, situată între punctele $\mathbf{P_1}$ şi $\mathbf{P_2}$ şi se creează o rezervă importantă pentru gestionarea cuplului motor la turații joase.

Principiul prezentat poate servi şi pentru o alegere preliminară a compresorului plecând de la datele de catalog oferite de fabricanți.



© CGC **Fig. (5 - 9)** Acordarea preeliminară motor - compresor

5.2. ACORDAREA MOTOR - COMPRESOR. LIMITELE REGLAJULUI

Pentru un motor dat, supraalimentat cu un turbocompresor cunoscut, stabilirea domeniului de funcționare maxim care poate fi obținut în exploatare se poate realiza analitic dacă se detaliază teoria prezentată în subcapitolul anterior.

Facem precizarea că domeniul maxim de funcționare nu poate fi realizat practic prin acordare directă, reglajul electronic fiind singura soluție cunoscută şi utilizată în acest scop.

Condițiile fundamentale pentru funcționarea ansamblului motor-turbocompresor în orice punct al plajei de utilizare sunt următoarele:

1) **DEBITUL MASIC** *furnizat de compresor* trebuie să fie egal cu cel

introdus în motor (majorat corespunzător prin introducerea combustibilului şi eventual diminuat datorită unor pierderi).

2) **DEBITUL MASIC** *introdus în motor* trebuie să fie egal cu debitul introdus în turbină.

3) **PUTEREA** dezvoltată de turbină trebuie să fie egală cu puterea transmisă compresorului, la care se adaugă pierderile pri frecare din axul turbocompresorului.

4) **REGIMURILE MAXIME** (de turație) ale turbocompresorului, precum şi **NIVELUL MAXIM** de supraalimentare al motorului nu sunt depăşite.

5.2.1. Limitele reglajului

Limitele plajei de funcționare a sistemului de supraalimentare sunt prezentate cu ajutorul caracteristicilor din Fig.(5-10).

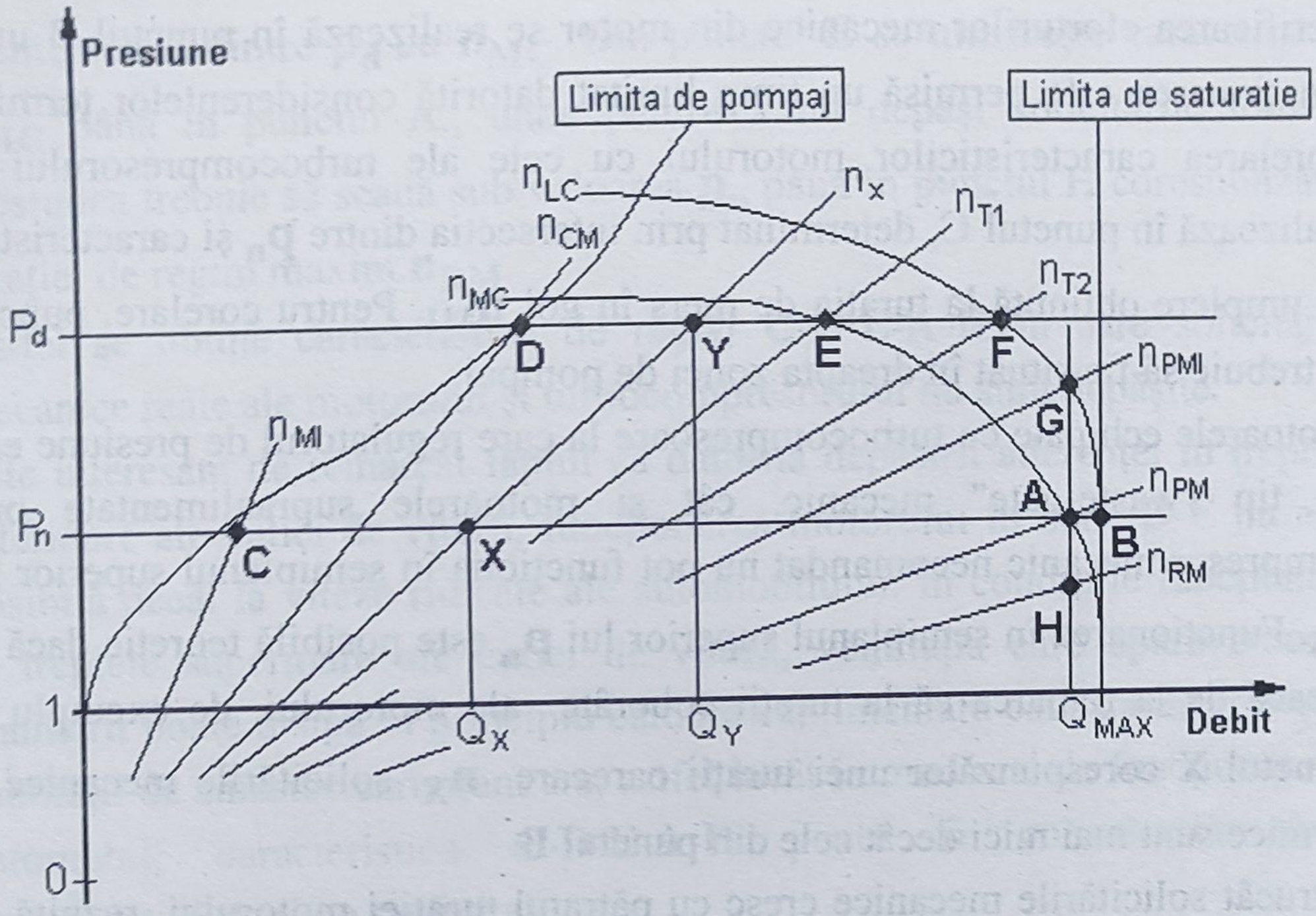
Pe acelaşi grafic au fost trasate diferite caracteristici de umplere ale motorului, obținute la diferite turații de funcționare, precum şi caracteristicile compresorului.

Conform celor prezentate în subcapitolul 5.1.5 caracteristicile de umplere ale motorului sunt convergente în punctul de debit şi presiune zero, iar pentru simplificare au fost considerate liniare, în realitate acestea prezentând o uşoară curbură spre stânga, specifică fiecărui tip de motor.

În această fază, ne interesează caracteristicile externe ale compresorului obținute la turația maximă a turbocompresorului $\mathbf{n_{MC}}$ şi la turația limită $\mathbf{n_{LC}}$.

Caracteristica $\mathbf{n_{MC}}$ este obținută la turația maximă de utilizare a turbocompresorului garantată de fabricant în toate regimurile de funcționare, iar caracteristica $\mathbf{n_{LC}}$ este cea de turație limită la care se poate "forța" turbocompresorul în absența unor solicitări termice importante. Facem precizarea că în cele mai multe cazuri fabricantul declară o turație maximă de utilizare care poate fi asimilată cu $\mathbf{n_{MC}}$, iar $\mathbf{n_{LC}}$ nu este declarată.

Pentru turbocompresoarele obişnuite, practica demonstrează că între cele două turaţii există o diferenţă de minimum 8000 rot/min, iar pentru turbocompresoarele de mare performanţă se poate conta pe o diferenţă mai mare de 20000 rot/min, cu condiţia unei echilibrări dinamice corespunzătoare.



© CGC **Fig. (5 - 10)** Limitele plajei de funcţionare

Diferenţele provin în principal de la capacitatea termică a lagărului turbinei care poate fi încărcat suplimentar, până când acesta ajunge la o temperatură limită.

În acest context turbinele cu lagăre cu suprafaţă mai mare au deci şi o rezervă mai mare. Din acest motiv $\mathbf{n_{LC}}$ este o caracteristică pe care se poate funcţiona un timp limitat (de ordinul minutelor) iar $\mathbf{n_{MC}}$ este o caracteristică (teoretic) de timp nelimitat.

Punctul fundamental de proiectare a unui motor supraalimentat cu

turbocompresor este punctul **A**. Aşa cum s-a arătat, acest punct se obține la tripla intersecție dintre caracteristica $\mathbf{n_{MC}}$, caracteristica presiunii nominale $\mathbf{p_n}$ şi caracteristica de umplere a motorului la turația la care este furnizată puterea maximă $\mathbf{n_{PM}}$.

Presiunea nominală $\mathbf{p_n}$ este definită ca presiunea necesară unui motor pentru dezvoltarea puterii nominale (în acest caz puterea maximă).

Verificarea eforturilor mecanice din motor se realizează în punctul **B** unde funcționarea este permisă un timp limitat datorită considerentelor termice.

Corelarea caracteristicilor motorului cu cele ale turbocompresorului se realizează în punctul **C**, determinat prin intersecția dintre $\mathbf{p_n}$ şi caracteristica de umplere obținută la turația de mers în gol $\mathbf{n_{MI}}$. Pentru corelare, punctul **C** trebuie să fie situat în dreapta zonei de pompaj.

Motoarele echipate cu turbocompresoare la care regulatorul de presiune este de tip "waste-gate" mecanic, cât şi motoarele supraalimentate prin compresor mecanic necomandat nu pot funcționa în semiplanul superior lui $\mathbf{p_n}$. Funcționarea în semiplanul superior lui $\mathbf{p_n}$ este posibilă teoretic dacă se pleacă de la remarca că la turații coborâte ale motorului, de exemplu în punctul **X** corespunzător unei turații oarecare $\mathbf{n_X}$, solicitările mecanice şi termice sunt mai mici decât cele din punctul **B**.

Întrucât solicitările mecanice cresc cu pătratul turației motorului, rezultă că la turația $\mathbf{n_X}$ există o importantă capacitate de suprasarcină şi motorul poate fi supraalimentat cu o presiune mai mare decât $\mathbf{p_n}$. Din punct de vedere practic, funcționarea în semiplanul superior este posibilă numai prin utilizarea sistemelor de control şi comandă electronică.

Factorul care limitează cel mai mult creşterea puterii motorului la turații joase este fenomenul de detonație.

Pentru un motor dat, există o presiune maximă de supraalimentare la care în condiții optime de funcționare, arderea amestecului carburant se produce la limita apariției detonației.

Această presiune este notată $\mathbf{p_d}$ şi este considerată în acest caz constantă. În

realitate limita de detonație creşte o dată cu turația.

Intersecția dintre $\mathbf{p_d}$ şi zona de pompaj determină punctul **D**. Turația corespunzătoare punctului **D** este turația $\mathbf{n_{CM}}$ la care se obține cuplul maxim al motorului.

La turații superioare lui $\mathbf{n_{CM}}$ presiunea de supraalimentare rămâne constantă până la turația de tranziție $\mathbf{n_{T1}}$ corespunzătoare punctului **E** aflat la intersecția dintre $\mathbf{p_d}$ cu $\mathbf{n_{MC}}$. Din punctul **E** se urmăreşte caracteristica $\mathbf{n_{MC}}$ până în punctul **A**., unde pentru a nu depăşi solicitările termice presiunea trebuie să scadă sub valoarea $\mathbf{p_n}$ până în punctul H corespunzător turației de regim maxim $\mathbf{n_{RM}}$.

Astfel se obține caracteristica de reglaj **C-D-E-A-H** în care solicitările mecanice reale ale motorului şi turbocompresorului nu sunt depăşite.

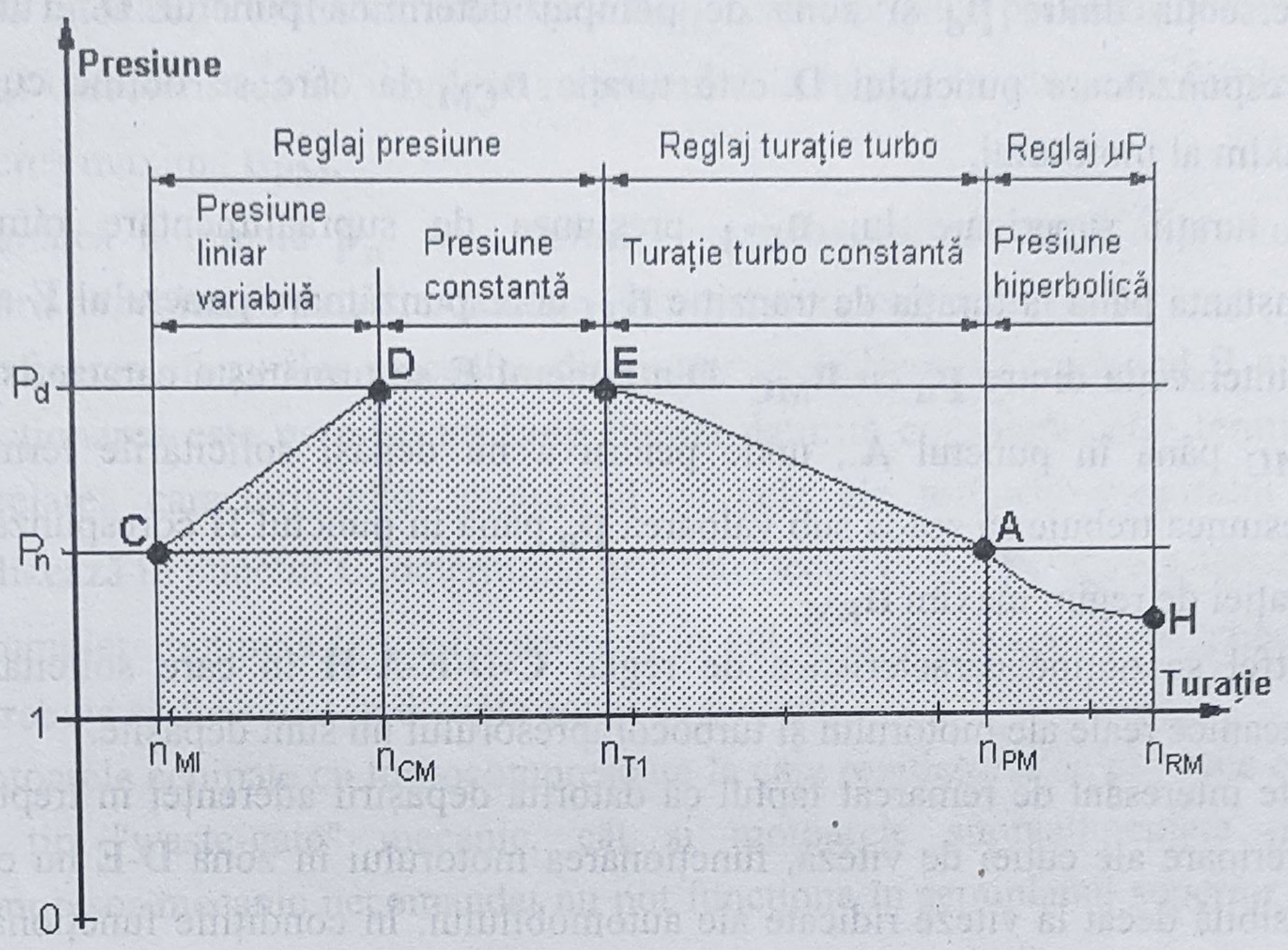
Este interesant de remarcat faptul că datorită depăşirii aderenței în treptele inferioare ale cutiei de viteză, funcționarea motorului în zona **D-E** nu este posibilă decât la viteze ridicate ale automobilului. În condițiile funcționării în treptele superioare ale cutiei de viteză, ventilația care apare datorită înaintării poate disipa în principiu căldura suplimentară cauzată de creşterea cantității de amestec carburant ars, astfel încât în mod real de funcționare pe automobil, caracteristica **C-D-E-A-H** poate fi considerată drept caracteristică de timp nelimitat.

În Fig.(5-11) este prezentată caracteristicà teoretică de reglaj a presiunii în funcție de turație.

Funcționarea sistemului electronic de comandă este realizată în trei moduri distincte în funcție de turația motorului.

În prima parte a caracteristicii de reglaj cuprinsă între $\mathbf{n_{MI}}$ şi $\mathbf{n_{T1}}$ modul de comandă este de tip regulator de presiune cu o primă zonă liniar variabilă cu turația şi o a doua zonă de presiune constantă.

Între $\mathbf{n_{T1}}$ şi $\mathbf{n_{PM}}$ modul de comandă este de tip regulator de turație constantă, iar ultima parte a caracteristicii de reglaj se face după o curbă memorată de presiune impusă.



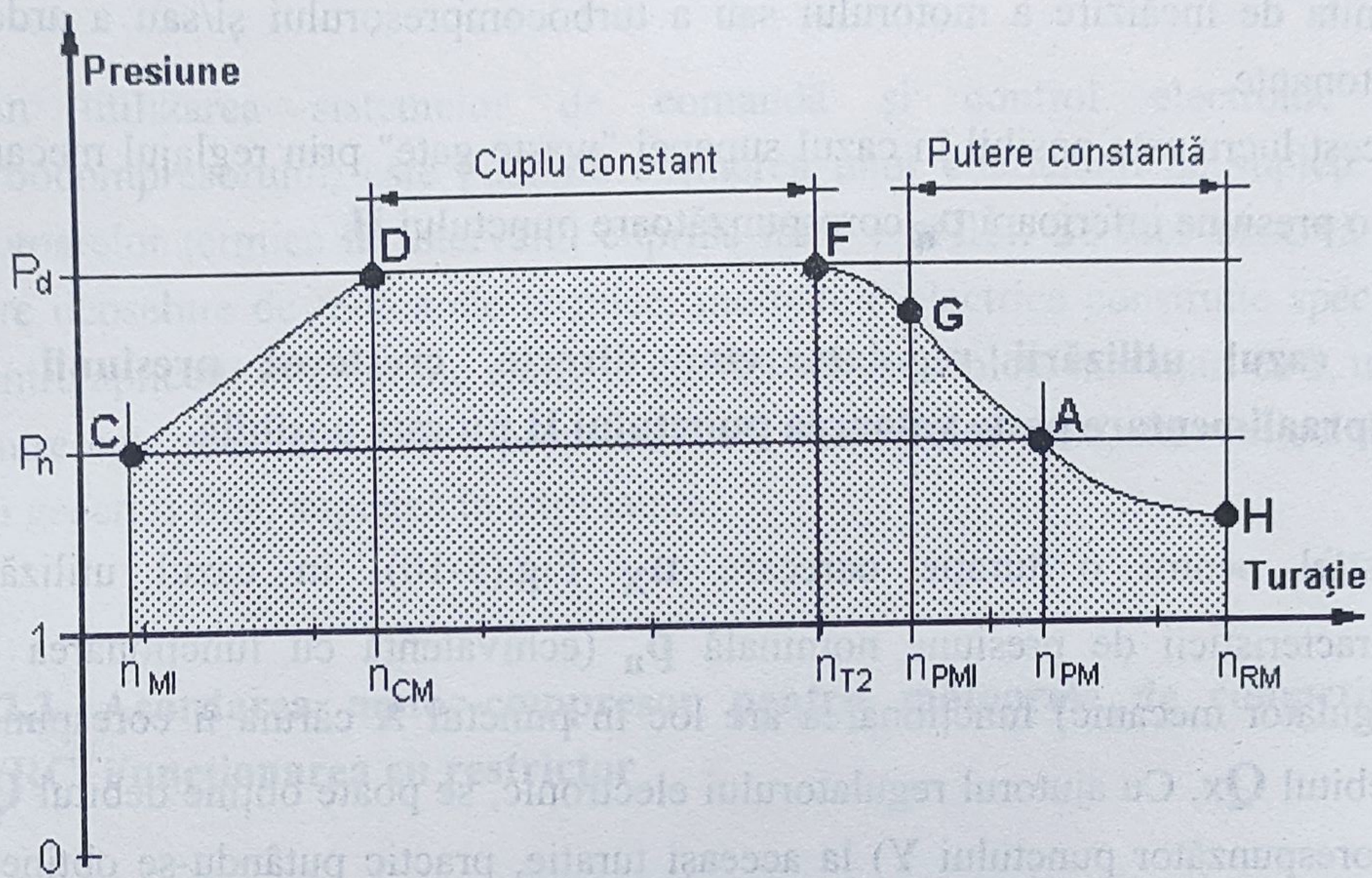
© CGC **Fig. (5 - 11)** Caracteristica teoretică de reglaj a presiunii în funcție de turație

În cazul în care condițiile de funcționare reale permit utilizarea capacității de suprasarcină a turbocompresorului, atunci caracteristica de reglaj se modifică în aşa fel încât funcționarea turbocompresorului să fie permisă până la valoarea $\mathbf{n_{LC}}$.

În acest caz, presiunea de supraalimentare este menținută constantă până la turația $\mathbf{n_{T2}}$ corespunzătoare punctului **F**, după care se urmăreşte caracteristica $\mathbf{n_{LC}}$ până în punctul **G**, corespunzător turației $\mathbf{n_{PMI}}$.

$\mathbf{n_{PMI}}$ este prima turație la care se poate obține puterea maximă a motorului, practic punctele **G**, **A** şi **H** fiind puncte de putere aproximativ egală, (în condiția aceluiaşi raport aer/combustibil) cărora le corespunde debitul maxim $\mathbf{Q_M}$. Astfel, deşi diferențele parametrilor de funcționare între punctele **H** şi **G** sunt importante, (în punctul **H** motorul funcționează cu

turație ridicată şi supraalimentare scăzută, iar în punctul G cu turație medie şi supraalimentare ridicată) produsul dintre cuplu şi turație rămâne constant.
În Fig.(5-12) este prezentată caracteristica de reglaj pentru utilizarea suprasarcinii.



© CGC **Fig. (5 - 12)** Caracteristica de reglaj pentru utilizarea suprasarcinii

Modurile de funcționare a sistemului de comandă rămân identice, însă micşorarea zonei de turație la care se reglează turația constantă la turbocompresor pune în evidență două regimuri fundamentale de funcționare a motoarelor. Acestea sunt regimul de cuplu constant şi regimul de putere constantă.
Funcționarea în zona turațiilor medii ale caracteristicii de reglaj din Fig.(5-12) conduce la depăşirea încălzirii admisibile a turbocompresorului şi de aceea funcționarea în această zonă este limitată în timp.
Din punct de vedere ideal limitarea trebuie să se produc automat şi gradat de către sistemul de control electronic în funcție de semnalele primite de la

traductoare specifice. Limitări ale puterii motorului sunt comandate de sistemul de control electronic chiar şi în cazurile de funcționare pe caracteristica de reglaj teoretică din Fig.(5-11) sau pe caracteristica $\mathbf{p_n}$.

În toate cazurile, presiunea de supraalimentare poate fi coborâtă până la valoarea corespunzătoare punctului **H**, atunci când se constată apropierea de limita de încălzire a motorului sau a turbocompresorului şi/sau a arderii detonante.

Acest lucru este posibil în cazul supapei "waste-gate" prin reglajul mecanic la o presiune inferioară $\mathbf{p_n}$ corespunzătoare punctului **H**.

În cazul utilizării regulatoarelor directe, creşterea presiunii de supraalimentare peste valoarea punctului H nu este posibilă.

Astfel pentru o turație oarecare $\mathbf{n_X}$ Fig.(5-10), în cazul utilizării caracteristicii de presiune nominală $\mathbf{p_n}$ (echivalentă cu funcționarea cu regulator mecanic) funcționarea are loc în punctul **X** căruia îi corespunde debitul **Q**x. Cu ajutorul regulatorului electronic, se poate obține debitul **Q**y (corespunzător punctului **Y**) la aceeaşi turație, practic putându-se obține o majorare de peste 100%. a cuplului motor în unele zone de funcționare

În toate cazurile de reglaj, în condiții normale de funcționare, puterea maximă care se obține este aceeaşi.

Această proprietate a motoarelor supraalimentate este stabilită de către coeficientul de suplețe, noțiune "împrumutată" de la motoarele electrice.

5.2.2. Coeficientul de suplețe

Coeficientul de suplețe ($\mathbf{C_s}$) arată capacitatea unui motor şi a turbocompresorului aferent de a dezvolta puterea maximă la arbore într-o

gamă cât mai largă de turaţii. Conform Fig.(5-10) coeficientul de suplețe este egal cu raportul dintre turaţia punctului **H** şi turaţia punctului **G**, sau păstrând notaţiile utilizate:

$$C_s = n_{RM} / n_{PMI} \qquad (5.11)$$

Prin utilizarea sistemelor de comandă şi control electronic al turbocompresorului, este posibilă obţinerea unor coeficienţi de suplețe ai motoarelor termice în intervalul cuprins între 1 şi 1,4. Se face observă că spre deosebire de motoarele termice, motoarele electrice construite special pentru aplicaţii în tracţiune ajung la coeficienţi de suplețe mai mari ca 2, una dintre cele mai importante proprietăţi ale motoarelor destinate vehiculelor (în general) fiind suplețea în exploatare.

5.2.3. Acordarea motor-compresor pentru motoarele de competiție WRC. Funcționarea cu restrictor

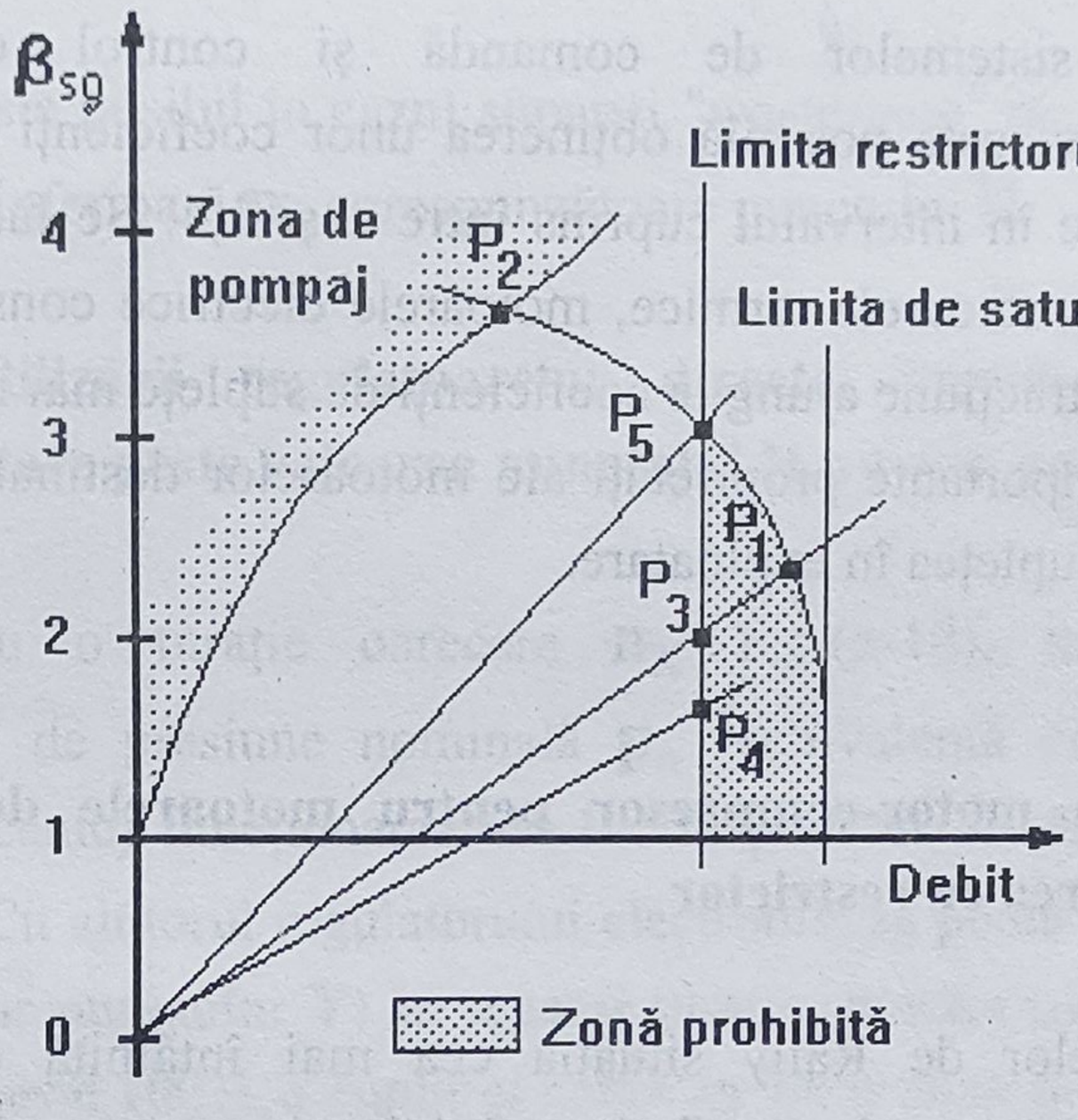
În cazul motoarelor de Rally situaţia cea mai întâlnită este aceea a introducerii unui restrictor în circuitul aerului de admisie.

Restrictorul reprezintă în esenţă un tub Venturi sonic care are proprietatea de a limita relativ brusc debitul de aer care îl traversează. Această proprietate este utilizată pentru limitarea puterii motoarelor la o valoare egală pentru toţi concurenţii.

Cazul cel mai cunoscut este acela al motoarelor utilizate în **WRC**, unde indiferent de constructorul motorului, acelaşi tip de restrictor standardizat (obligatoriu la toate automobilele) limitează puterea motoarelor (de maxim 2 litri) la 300-320 CP.

Fără a intra în detaliile constructive ale restrictorului, diametrele standardizate de către **FIA** au fost 36 mm şi respectiv 34 mm după 1995, cu reducerea ulterioară până la 32 mm numai pentru grupa N.

În Fig.(5-13) este prezentat efectul restrictorului. În planul presiune-debit, efectul restrictorului este o linie perpendiculară pe abscisă. Linia restrictorului se află în stânga liniei de saturație, astfel încât funcționarea în plaja cuprinsă între linia restrictorului şi linia de saturație nu mai este posibilă.



© CGC **Fig. (5 - 13)** Funcționarea cu restrictor

Păstrând notațiile şi semnificațiile din Fig.(5-10), efectul imediat al utilizării restrictorului este limitarea puterii maxime (de proiectare) a motorului, de la valoarea corespunzătoare punctului $\mathbf{P_1}$ la valoarea corespunzătoare punctului $\mathbf{P_3}$ pentru turația proiectată la care se obținea puterea maximă fără restrictor. În mod evident o putere mai mare decât puterea punctului $\mathbf{P_3}$ nu se poate obține.

Singurul "artificiu" care poate îmbunătăți în această situație prestația motorului este creşterea turației maxime şi lărgirea plajei de funcționare până în punctul $\mathbf{P_4}$. Acest lucru este posibil întrucât în punctul $\mathbf{P_3}$ din cauza

restrictorului solicitările mecanice din motor sunt mai mici decât cele proiectate inițial pentru funcționarea în punctul $\mathbf{P_1}$.

Rezerva mecanică corespunzătoare punctului $\mathbf{P_3}$ începe să fie utilizată pe măsură ce turația motorului creşte, astfel încât în acest caz punctul $\mathbf{P_4}$ devine punctul cu solicitările mecanice maxime. Este de la sine înțeles că puterea la arbore a motorului dezvoltată în punctul $\mathbf{P_4}$ este identică cu puterea dezvoltată în punctul $\mathbf{P_3}$.

Cea mai mică turație la care motorul cu restrictor poate dezvolta puterea maximă (identică cu cea dezvoltată în punctele $\mathbf{P_3}$ și $\mathbf{P_4}$) corespunde punctului $\mathbf{P_5}$ în care puterea maximă poate fi dezvoltată cu solicitările mecanice cele mai reduse.

Zona extinsă de utilizare la putere constantă $\mathbf{P_5}$-$\mathbf{P_4}$ favorizează într-o mică măsură adoptarea unor rapoarte mai lungi la cutia de viteze şi eventual micşorarea numărului de trepte.

Folosirea restrictorului simplifică problema reglajului, datorită caracterului limitator astfel încât în zona $\mathbf{P_5}$-$\mathbf{P_4}$, în cele mai multe cazuri, controlul nu mai este necesar.

Acordarea optimă motor-compresor, în cazul folosirii restrictorului, înseamnă utilizarea unui compresor la care limita de saturație să coincidă cu linia restrictorului, sau să fie cât mai aproape de aceasta. În acest mod, zona de pompaj se deplasează spre stânga şi cuplul maxim corespunzător punctului $\mathbf{P_2}$ va creşte şi va fi obținut la o turație mai mică.

În cazul în care compresorul este subdimensionat şi limita de saturație se află în stânga limitei restrictorului, acesta îşi pierde caracterul limitativ şi are ca efect doar introducerea unei uşoare pierderi de presiune.

5.2.4. Acordarea compresorului la motoarele de F1

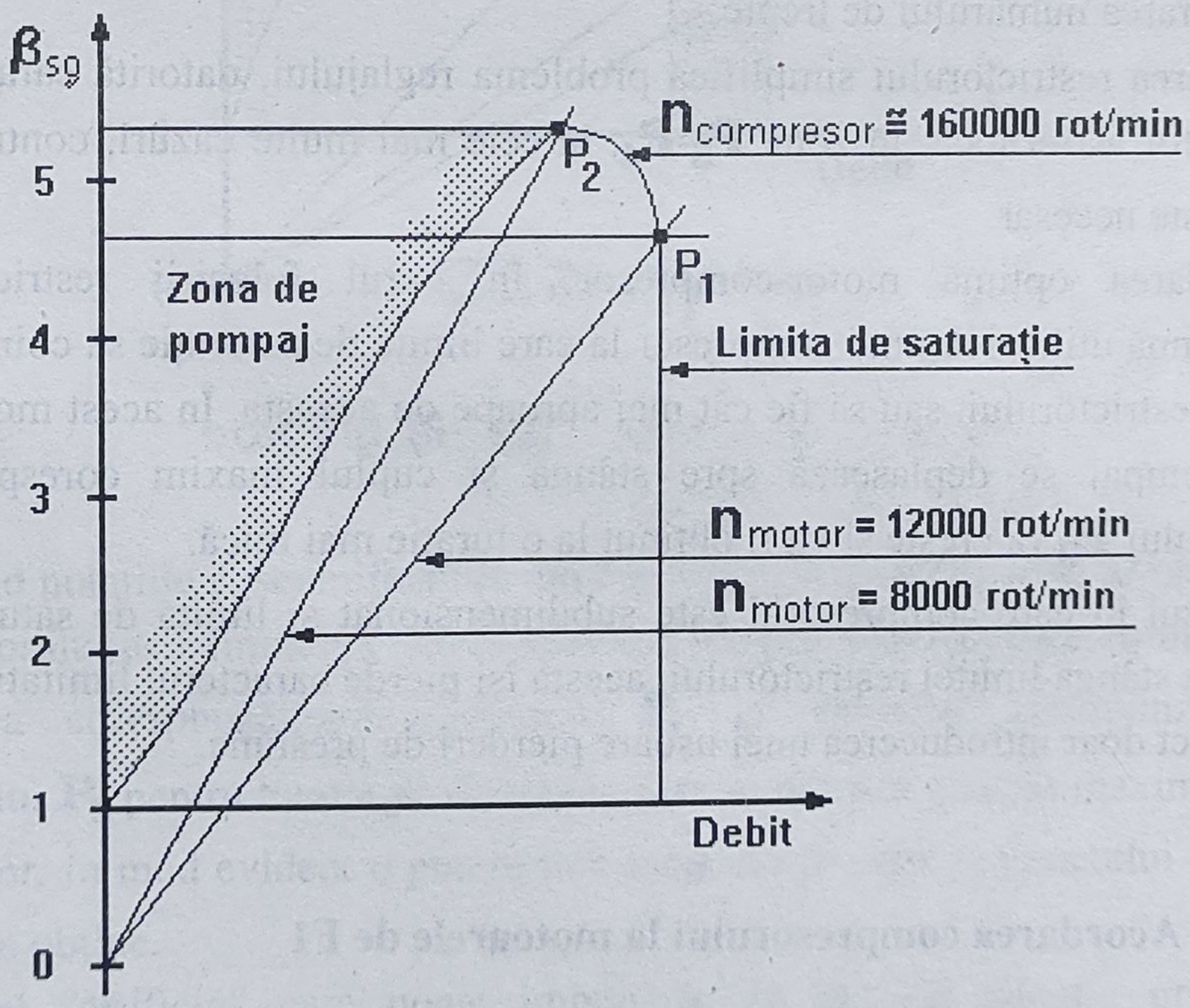
Există situații când acordarea (și funcționarea) ansamblului motor-turbocompresor se realizează fără restrictor.

Unul dintre cele mai spectaculoase cazuri în acest domeniu se putea întâlni până în anul 1988 în cadrul competițiilor de F1.

Astfel până în anul 1986 a fost permisă supraalimentarea nelimitată a motoarelor, cu condiția utilizării unei singure trepte atât pentru compresor cât şi pentru turbină, după care în anii ulteriori presiunea maximă de supraalimentare a fost redusă succesiv la 4 şi la 2,5 bar (presiune absolută).

În aceste condiții curbele caracteristice ale compresorului monostadic cu rapoarte de compresie peste 4 (în anul 1996 s-a ajuns la peste 5) devin în general foarte înguste în zona superioară a caracteristicilor iar curgerea aerului în unele zone (din interiorul compresorului) poate deveni supersonică, înaintea intrării compresorului în zona de saturație.

În Fig.(5-14) este prezentat principial, modul de acordare dintre motor şi compresor pentru un motor turbo utilizat în F1.



© CGC **Fig. (5 - 14)** Acordarea compresorului la motoarele de F1

Întrucât în cadrul competiţional puterea maximă reprezintă primul deziderat, motoarele erau dimensionate pentru o funcţionare la limita superioară a turaţiei (turbo)compresorului.

Păstrând aceeaşi semnificaţie pentru punctele $\mathbf{P_1}$ şi $\mathbf{P_2}$, se poate remarca în zona de utilizare competiţională a motorului, o variaţie a presiunii de supraalimentare de aproximativ ±5-7% faţă de o valoare medie (5 bar). Astfel, se poate considera că motoarele proiectate pentru un grad de supraalimentare foarte ridicat funcţionează cu o presiune de supraalimentare (cvasi) constantă.

Practic, aceste motoare pot furniza în intervalul 8000-12000 rot/min o putere imensă, după care creşterea turaţiei motorului nu este însoţită şi de creşterea puterii. La aceste motoare supapa waste-gate se deschide mai puţin (procentual) ca la un motor de Rally, iar algoritmul de comandă este în principiu mai simplu.

Cu titlu de interes în Fig.(5-15) sunt prezentate caracteristicile celui mai avansat motor turbo de F1 realizat de firma Ferrari (probabil cel mai avansat motor construit până în prezent):

Ferrari SOVR. 1986	COMPETIŢIE	CALIFICARE
Configuraţie	V6 la 120°, bloc din aluminiu răcit cu lichid	
Alezaj x cursă	81 x 48,4 (super patrat)	
Cilindree	1,5 litri	
Putere litrică:	733 Cp/l	800 Cp/l
Putere areală	356 Cp/dm²	388 Cp/dm²
Putere maximă la 11500 rot/min	1100 Cp	1200 Cp

© CGC **Fig. (5 - 15)** Caracteristici ale motorului FERRARI 1986

Deschiderea mai redusă a supapei waste-gate realizează un randament global al turbinei mai bun, randament care, asociat şi cu temperatura foarte ridicată

Întrucât în cadrul competițional puterea maximă reprezintă primul deziderat, motoarele erau dimensionate pentru o funcționare la limita superioară a turației (turbo)compresorului.

Păstrând aceeaşi semnificație pentru punctele $\mathbf{P_1}$ şi $\mathbf{P_2}$, se poate remarca în zona de utilizare competițională a motorului, o variație a presiunii de supraalimentare de aproximativ ±5-7% față de o valoare medie (5 bar). Astfel, se poate considera că motoarele proiectate pentru un grad de supraalimentare foarte ridicat funcționează cu o presiune de supraalimentare (cvasi) constantă.

Practic, aceste motoare pot furniza în intervalul 8000-12000 rot/min o putere imensă, după care creşterea turației motorului nu este însoțită şi de creşterea puterii. La aceste motoare supapa waste-gate se deschide mai puțin (procentual) ca la un motor de Rally, iar algoritmul de comandă este în principiu mai simplu.

Cu titlu de interes în Fig.(5-15) sunt prezentate caracteristicile celui mai avansat motor turbo de F1 realizat de firma Ferrari (probabil cel mai avansat motor construit până în prezent):

Ferrari SOVR. 1986	COMPETIȚIE	CALIFICARE
Configurație	V6 la 120°, bloc din aluminiu răcit cu lichid	
Alezaj x cursă	81 x 48,4 (super patrat)	
Cilindree	1,5 litri	
Putere litrică:	733 Cp/l	800 Cp/l
Putere areală	356 Cp/dm²	388 Cp/dm²
Putere maximă la 11500 rot/min	1100 Cp	1200 Cp

© CGC **Fig. (5 - 15)** Caracteristici ale motorului FERRARI 1986

Deschiderea mai redusă a supapei waste-gate realizează un randament global al turbinei mai bun, randament care, asociat şi cu temperatura foarte ridicată

a gazelor de evacuare (peste 1100°C) face posibilă construirea unor turbine cu un raport de destindere inferior raportului de compresie a compresorului aferent.

În acest mod ansamblul turbocompresorului realizează asupra pistoanelor un lucru mecanic util de pompaj, ceea ce are ca efect o creştere suplimentară a puterii la arbore.

5.3. ACORDAREA TURBINEI

În principiu turbina este dimensionată pentru regimul de funcționare la cuplul maxim al motorului.

Începând cu turația la care este dezvoltat cuplul maxim, supapa waste-gate începe să se deschidă şi limitează puterea dezvoltată de turbină.

În absența limitării, turația turbocompresorului tinde să depăşească limita maximă ceea ce poate duce la distrugerea turbocompresorului prin centrifugare sau a motorului, prin depăşirea solicitărilor mecanice şi termice.

Conform celor prezentate, punctul $\mathbf{P_2}$ reprezintă punctul de dimensionare al turbinei pentru un motor de Rally.

La motoarele de Rally la care funcționarea în punctul $\mathbf{P_2}$ nu este posibilă datorită detonației, turbina se dimensionează tot pentru funcționarea la cuplu maxim, de această dată fiind însă cuplul care poate fi dezvoltat fără apariția detonației.

O situație asemănătoare este întâlnită şi la motoarele turbo de serie la care regulatorul supapei waste-gate este de tip mecanic, iar punctul $\mathbf{P_2}$ nu este atins prin proiect în timpul funcționării (şi nici nu sunt luate măsurile structurale necesare).

Indiferent de situație, în cele ce urmează se consideră punctul de funcționare $\mathbf{M_{Max}}$ ca fiind punctul în care se dezvoltă cuplul maxim.

Corespunzător acestui punct se poate determină debitul masic al compresorului care (aşa cum s-a arătat) trebuie să fie egal cu debitul maxim

al turbinei la care se adaugă combustibilul şi se scad eventualele pierderi.
De asemenea se poate determina turația compresorului care este egală cu turația turbinei.
Acordarea este realizată atunci când puterea furnizată de turbină este egală cu puterea cerută de compresor pentru funcționarea în punctul $\mathbf{M_{Max}}$, la care se adaugă pierderile mecanice (modeste) care apar în axul turbocompresorului. Pentru aceasta, este necesară determinarea raportului de destindere şi randamentul turbinei în acest punct.

5.3.1. Determinarea raportului de destindere al turbinei

Pentru această determinare este necesară cunoaşterea temperaturii gazelor de evacuare care sunt trimise în turbină.
Temperatura gazelor arse se poate determina analitic plecând de la ciclul termodinamic al motorului sau, poate fi determinată prin măsurători directe. Cunoscând parametrii enumerați se pot calcula mărimile intermediare, (prezentate în subcapitolul 5.1.2) după care prin utilizarea caracteristicilor din Fig.(5-5) se poate determina raportul de destindere al turbinei β_t:

$$\varphi' = \frac{G_t\sqrt{T_{1t}}}{p_a} \quad \text{şi} \quad \mu = \frac{n_t}{\sqrt{T_{1t}}} \tag{5.12}$$

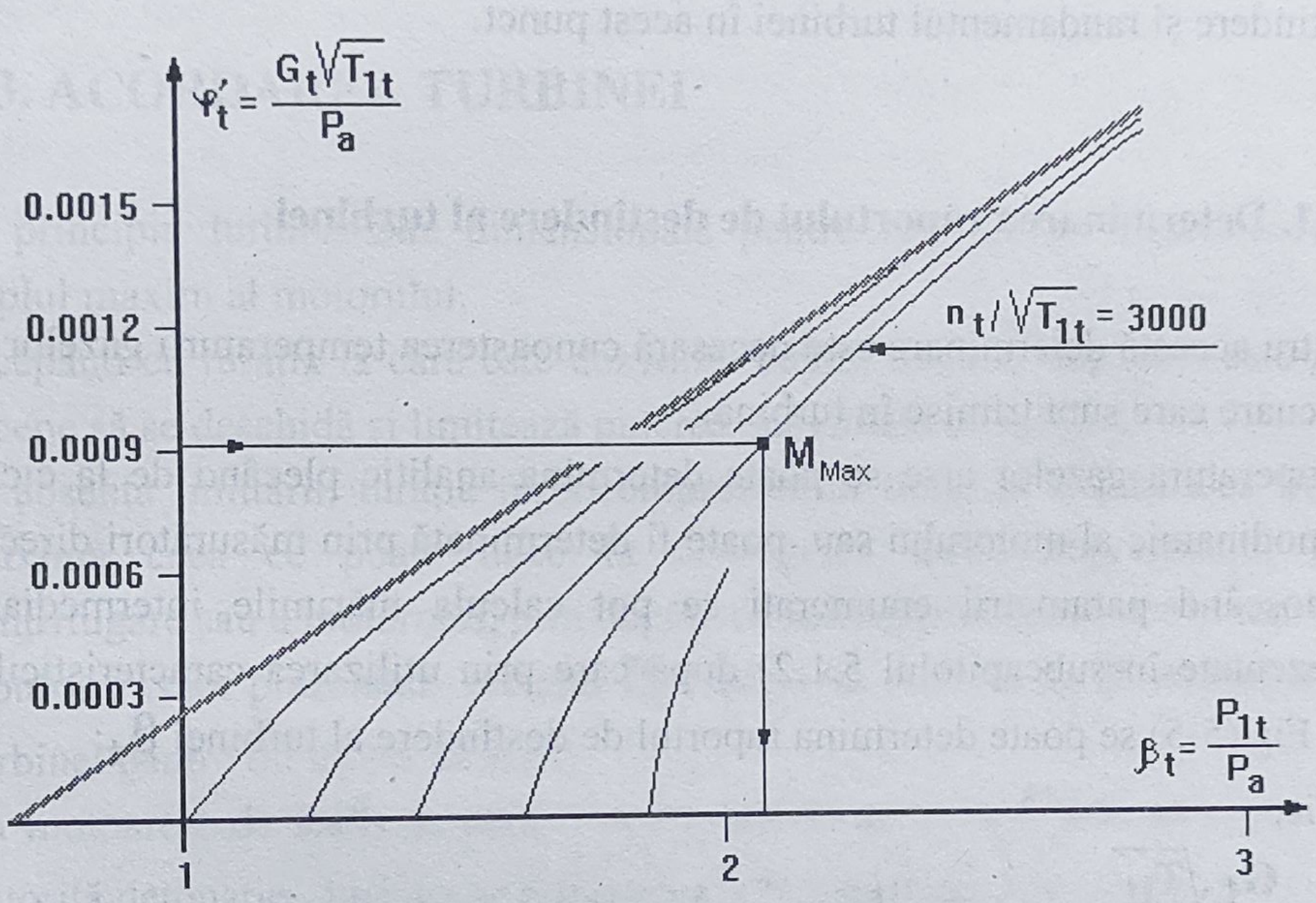
5.3.2. Determinarea randamentului turbinei

În Fig.(5-16) este prezentat modul de determinare al raportului de destindere pentru ipoteza în care $\varphi' \cong 0.0009$ şi $\mu \cong 3000$.
Corespunzător la $\varphi' \cong 0.0009$ se obține pe caracteristica $\mu \cong 3000$ punctul $\mathbf{M_{Max}}$. Abscisa punctului $\mathbf{M_{Max}}$ reprezintă raportul de destindere β_t care

în acest caz este ≅2.

Determinarea „randamentului de funcționare în punctul $\mathbf{M_{Max}}$ este prezentată în Fig.(5-17).

Punctul $\mathbf{M_{Max}}$ se găseşte pe caracteristicile randamentului la intersecția dintre abscisa μ=3000 şi caracteristica randamentului pentru β_t=2 determinat din graficul anterior.



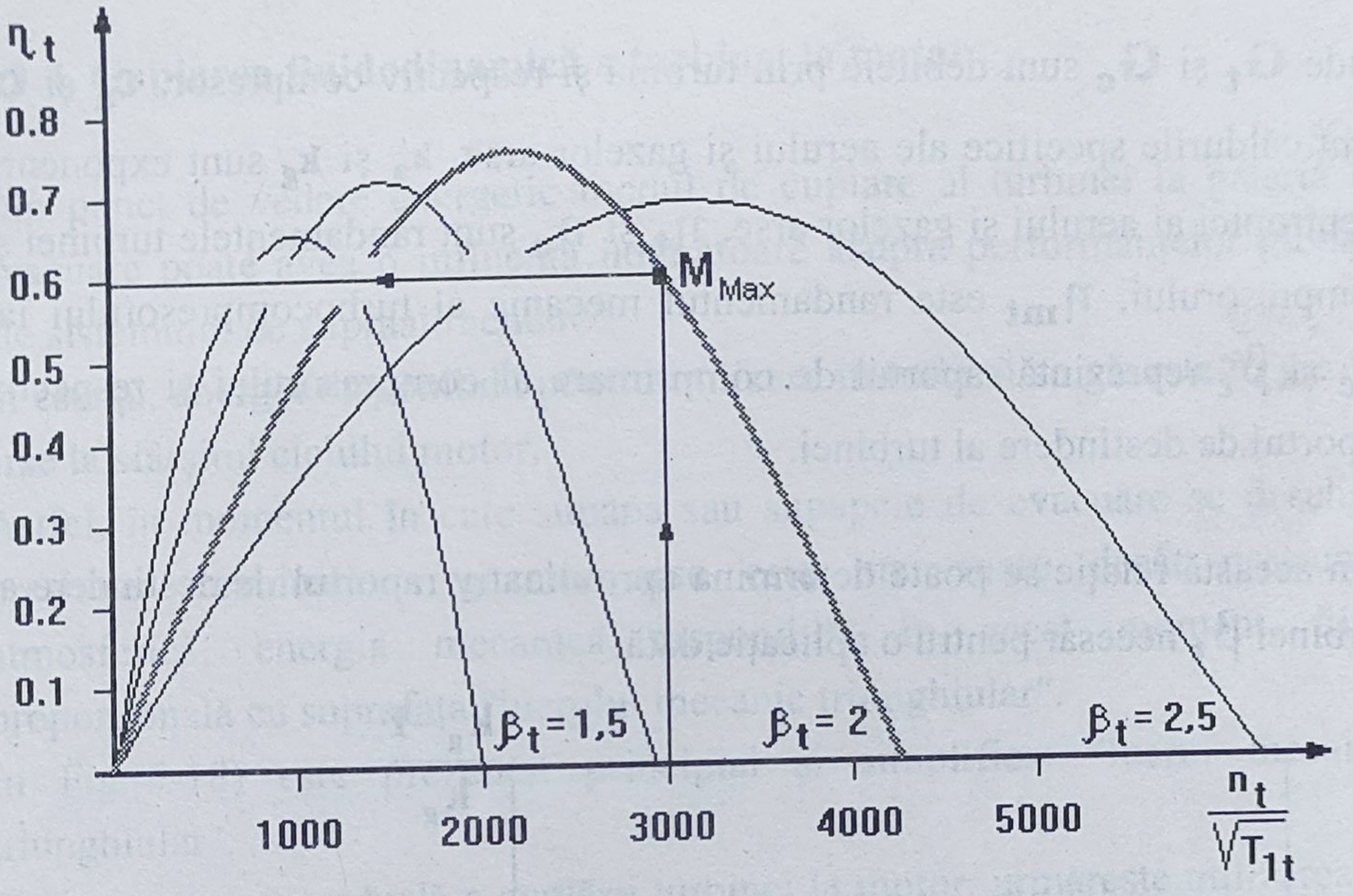
© CGC **Fig. (5 - 16)** Determinarea raportului de destindere al turbinei

Ordonata punctului $\mathbf{M_{Max}}$ reprezintă valoarea randamentului, care în acest caz este ≅0,6. Cunoscând debitul masic al turbinei, temperatura gazelor la intrarea în turbină, randamentul şi raportul de destindere, se poate calcula imediat puterea dezvoltată de turbină.

Principiul de alegere al distribuitorului este simplu şi constă, în cazul în care puterea unei turbine este mai mică decât puterea cerută de compresor, în adoptarea unui distribuitor cu secțiune mai mică. Prin scăderea secțiunii distribuitorului, raportul de destindere creşte, cu efect imediat asupra

câştigului de putere.

Reglajul fin al acordării se realizează prin legea de deschidere a supapei waste-gate. Intrarea în funcţionare a supapei waste-gate produce o scădere a randamentului turbinei şi implicit o scădere a puterii dezvoltate. Întrucât prin acest tip de reglaj este posibilă numai o diminuare a puterii, alegerea distribuitorului trebuie să asigure o rezervă de putere la axul turbinei



© CGC **Fig. (5 - 17)** Determinarea randamentului turbinei

În unele cazuri, este necesară şi prevederea unei rezerve de putere suplimentară la axul turbinei şi pentru procesul de accelerare al turbocompresorului, însă în majoritatea situațiilor reale pentru determinarea cu aproximație a raportului de destindere al turbinei este luată în considerare funcționarea stabilizată în punctul $\mathbf{M_{Max}}$.

Astfel se poate scrie pentru orice punct de funcționare stabilizată şi inclusiv pentru punctul de acordare, egalitatea dintre puterea furnizată de turbină şi puterea utilizată de compresor:

$$G_t c_g T_{1t}\left(1-\frac{1}{\beta_t^{\frac{k_g-1}{k_g}}}\right)\eta_t\eta_{mt}=\frac{G_c c_a T_{1c}}{\eta_c}\left(\beta_c^{\frac{k_a-1}{k_a}}-1\right), \qquad (5.13)$$

unde G_t şi G_c sunt debitele prin turbină şi respectiv compresor, c_a şi c_g sunt căldurile specifice ale aerului şi gazelor arse, k_a şi k_g sunț exponenții izentropici ai aerului şi gazelor arse, η_t şi η_c sunt randamentele turbinei şi compresorului, η_{mt} este randamentul mecanic al turbocompresorului iar β_c şi β_t reprezintă raportul de comprimare al compresorului şi respectiv raportul de destindere al turbinei.

Din această relație se poate determina aproximativ raportul de destindere al turbinei β_t necesar pentru o aplicație dată:

$$\beta_t=\left\{\frac{1}{1-\frac{G_c}{G_t}\frac{c_a}{c_g}\frac{T_{1c}}{T_{1t}}\frac{1}{\eta_t\eta_{mt}\eta_c}\left(\beta_c^{\frac{k_a-1}{k_a}}-1\right)}\right\}^{\frac{k_g-1}{k_g}}, \qquad (5.14)$$

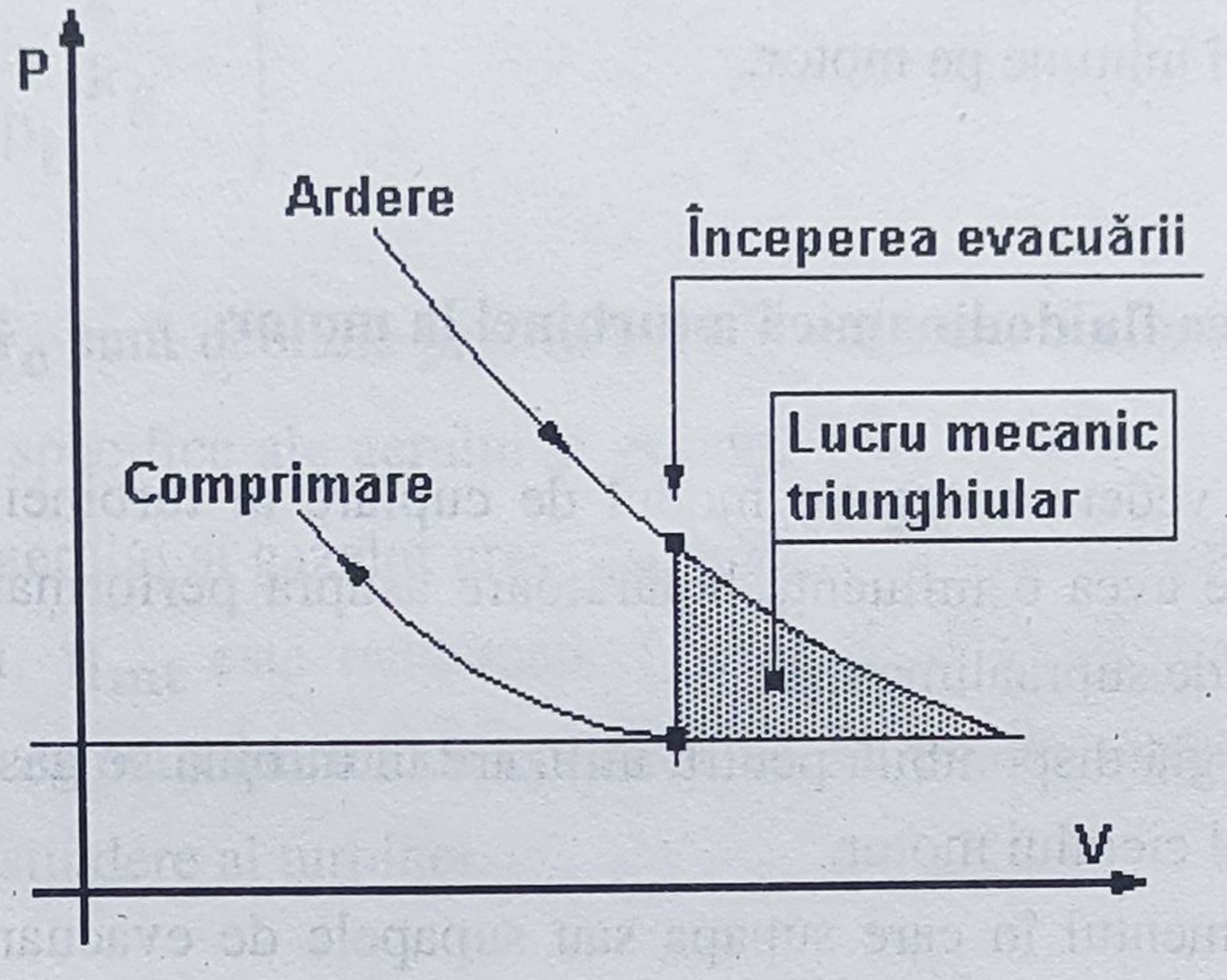
în care produsul randamentelor $\eta_t\eta_{mt}\eta_c$ este considerat pentru turbocompresor "factorul de calitate" (sophistication factor).
Factorul de calitate este o mărime adimensională care permite o comparație

între turbocompresoare proiectate pentru destinații diferite.
În practică un turbocompresor este cu atât mai performant cu cât factorul de calitate este mai mare. Din acest punct de vedere performanța înseamnă realizarea unui raport de compresie impus pentru compresor cu un raport minim de destindere pentru turbină sau din alt punct de vedere, realizarea contrapresiunii minime pe motor.

5.3.4. Cuplarea fluidodinamică a turbinei la motor

Din punct de vedere energetic modul de cuplare al turbinei la galeria de evacuare poate avea o influență hotărâtoare asupra performanțelor globale ale sistemului de supraalimentare.
În esență, energia disponibilă pentru utilizare în turbină se găseşte în gazele arse la sfârşitul ciclului motor.
Astfel, în momentul în care supapa sau supapele de evacuare se deschid, presiunea reziduală a gazelor arse este mai mare decât presiunea atmosferică, energia mecanică disponibilă în acest moment fiind proporțională cu suprafața "lucrului mecanic triunghiular".
În Fig.(5-18) este prezentat principial şi simplificat "lucrul mecanic triunghiular".
Optimizarea conceptuală a cuplării turbinei la motor, urmăreşte utilizarea la maximum a energiei disponibile în "lucrul mecanic triunghiular". În cele ce urmează sunt prezentate principial soluțiile extreme care pot fi utilizate în acest scop.
O primă soluție constă în introducerea gazelor de evacuare la ieşirea din galerii într-un colector de volum mare (infinit din punct de vedere ideal) după care sunt dirijate spre turbină.
În acest caz energia "lucrului mecanic triunghiular" se transformă în energie cinetică în zona supapei de evacuare după care se disipă sub formă de căldură în volumul mare al colectorului.
Din acest motiv temperatura gazelor din interiorul colectorului este mai

mare decât temperatura gazelor rămase în cilindru la sfârşitul ciclului însă este mai mică decât temperatura gazelor arse în momentul deschiderii supapei de evacuare.



© CGC **Fig. (5 - 18)** Lucrul mecanic triunghiular

Din punct de vedere dinamic, colectorul amortizează impulsurile de presiune, astfel încât funcționarea turbinei poate fi considerată la presiune constantă.

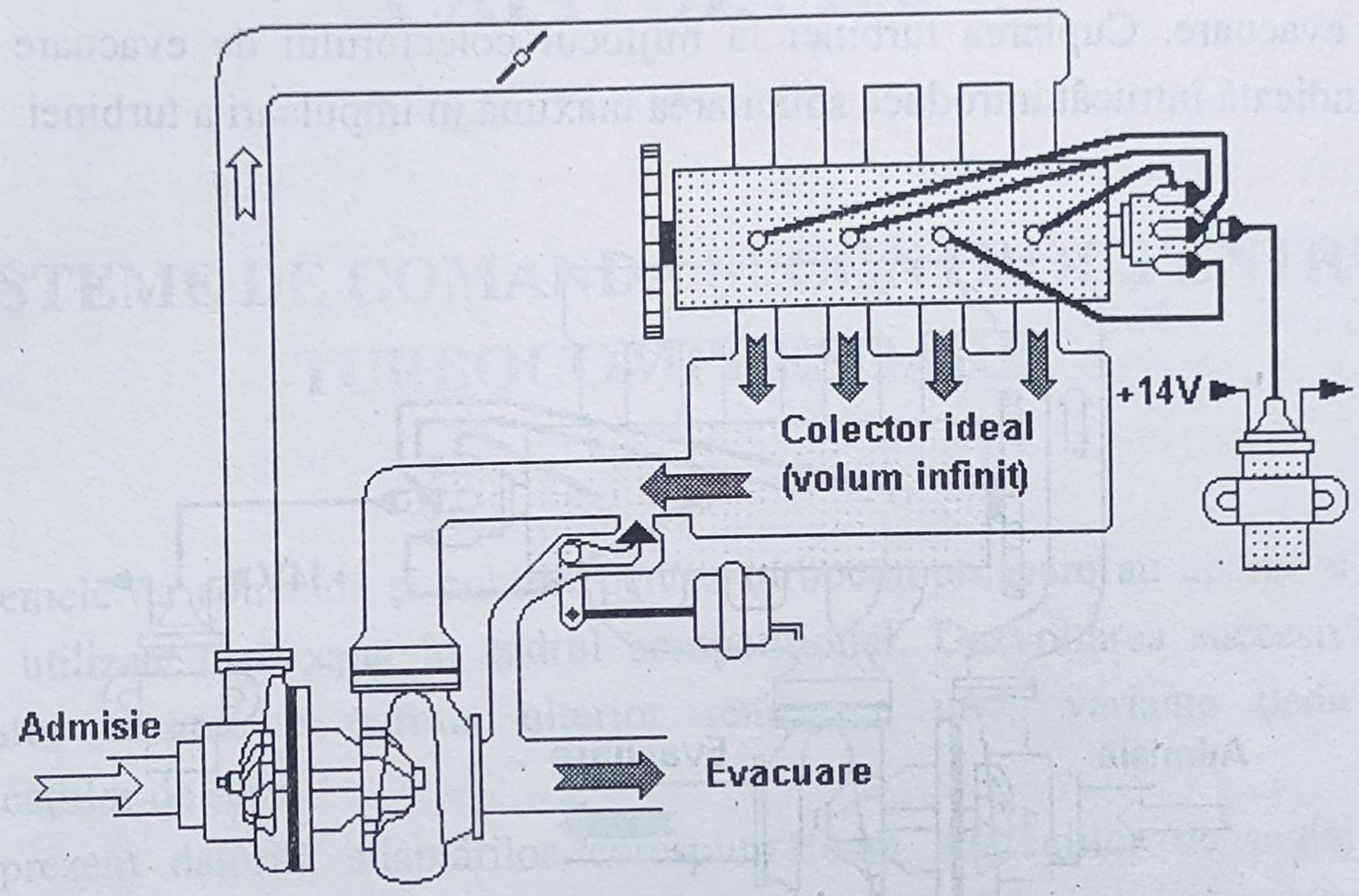
În aceste condiții, energia "lucrului mecanic triunghiular" este utilizată în turbină într-o mică măsură, corespunzătoare numai temperaturii gazelor din colector, care aşa cum s-a arătat nu poate fi prea mare.

Schema principială este prezentată în Fig.(5-19).

Pentru dezvoltarea energiei totale necesare turbinei, în această variantă de cuplare, este necesară menținerea unei presiuni importante în colector, ceea ce are ca dezavantaj mărirea contrapresiunii la motor cu diminuarea corespunzătoare a cuplului motor.

Din punctul de vedere al stabilității sistemului, funcționarea turbinei la presiune constantă este însă un avantaj, întrucât raportul de destindere şi randamentul turbinei nu variază în timpul unui ciclu.

Pentru utilizarea cât mai bună a energiei "lucrului mecanic triunghiular" în practică este folosită metoda de "cuplare scurtă".

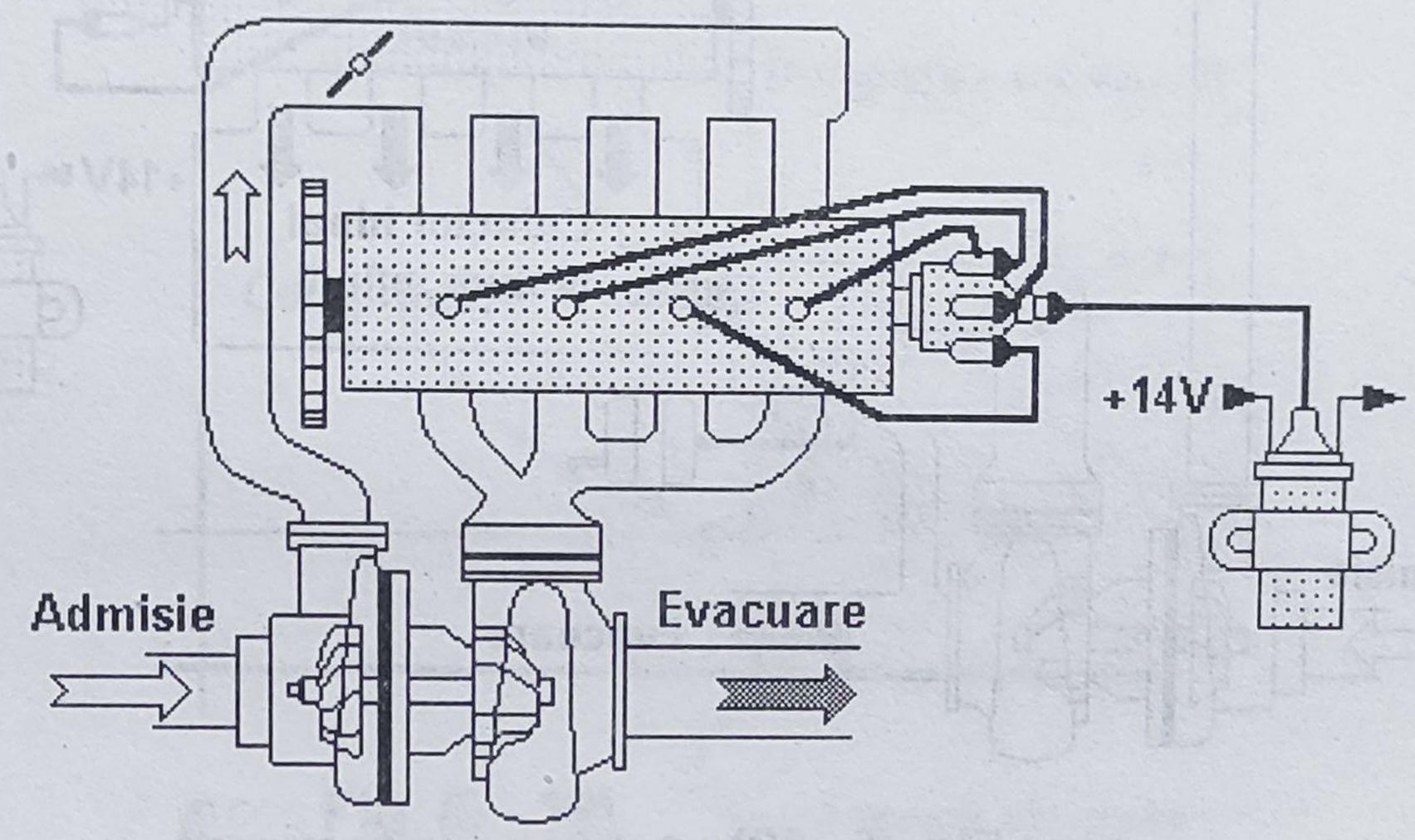


© CGC **Fig. (5 - 19)** Cuplarea la presiune constantă

Metoda de "cuplare scurtă".este prezentată principial în Fig.(5-20).
Aceasta constă în micşorarea pe cât posibil a volumului colectorului şi în cuplarea fiecărui cilindru la turbină cu o conductă cât mai scurtă. Din punct de vedere ideal lungimea conductelor trebuie să fie aceeaşi.
În aceste condiţii, la deschiderea supapei de evacuare, în distribuitorul turbinei presiunea creşte foarte rapid, după care scade până la deschiderea următoarei supape, funcţionarea turbinei în acest caz fiind în impulsuri.
Funcţionarea în impulsuri este modalitatea cea mai eficientă pentru utilizarea energiei "lucrului mecanic triunghiular" însă la aceeaşi putere dezvoltată de turbină, solicitările mecanice datorate acesteia sunt mai mari ca la funcţionarea la presiune constantă.
Întrucât din punct de vedere geometric şi tehnologic realizarea unor conducte scurte şi cu lungimi egale nu este foarte comodă, în practică, cea

mai utilizată metodă este cuplarea asimetrică a turbinei între cilindrii 1 şi 2 sau între cilindrii 3 şi 4.

Mai rar, este utilizată cuplarea turbinei la unul dintre capetele colectorului de evacuare. Cuplarea turbinei la mijlocul colectorului de evacuare este neindicată întrucât introduce solicitarea maximă în impulsuri a turbinei.



© CGC **Fig. (5 - 20)** Cuplarea scurtă

Galeriile de evacuare cu lungimi egale asigură apariția undelor de presiune în distribuitorul turbinei la intervale echidistante şi solicitarea minimă suplimentară care poate fi obținută, soluție utilizată cu predilecție în domeniul competițional unde fiecare CP este important.

Astfel, se poate da exemplul motorului utilizat la automobilul LANCIA DELTA INTEGRALE , Campion Mondial între anii 1987-1992 (singurul automobil învingător cinci ani consecutiv) la care la varianta **WRC** s-a renunțat la cuplarea asimetrică în favoarea galeriilor cu lungimi egale.

Variația presiunii în intervalul unui ciclu de funcționare conduce la un randament mediu al turbinei mai mic decât cel de la funcționarea la presiune constantă, însă în practică se demonstrează că micşorarea contrapresiunii la motor şi câştigul de energie din "lucrul mecanic triunghiular" sunt net superioare pierderii de randament al turbinei.

CAPITOLUL 6

SISTEME DE COMANDĂ ŞI CONTROL PENTRU TURBOCOMPRESOARE

Sistemele de comandă şi control pentru turbocompresoare au apărut şi au fost utilizate la început în cadrul competiţional. Dezvoltarea succesivă a acestor sisteme a permis ulterior realizarea unor variante dedicate aplicaţiilor de serie.

În prezent datorită adaptărilor corespunzătoare strategiilor de reglaj şi condiţiilor de utilizare, (diferite de cele competiţionale) şi mai ales datorită dezvoltării rapide a electronicii de gestiune a motorului, sistemele de comandă şi control ale turbocompresoarelor au depăşit cu mult sfera competiţională fiind aplicate inclusiv la automobile de serie mare fără valenţe sportive.

6.1. CONTROLUL PNEUMATIC AL PRESIUNII DE SUPRAALIMENTARE

6.1.1. Sistemul VBCV

Sistemul **VBCV** (Variable Boost Control Valve) este probabil primul sistem de control al presiunii de supraalimentare şi a fost conceput pentru utilizare competiţională într-o epocă în care tranzistoarele încă nu fuseseră inventate.

Acest sistem nu a fost produs în serie şi mai poate fi întâlnit astăzi doar sub forma unor kit-uri relativ ieftine şi simplu de instalat, al căror scop este creşterea presiunii de supraalimentare şi implicit creşterea puterii motoarelor peste valoarea reglată de constructor.

În sfera competiţională rolul **VBCV** era acela de reglare din interiorul habitaclului, (de către pilot sau copilot) a presiunii maxime de supraalimentare în funcţie de condiţiile reale de utilizare. În epoca respectivă reglajul se realiza mai mult sau mai puţin "la ureche" atât la propriu cât şi la figurat, zgomotul caracteristic arderii detonante fiind în principiu criteriul esenţial în stabilirea presiunii maxime de supraalimentare.

Sunt cunoscute mai multe variante constructive ale **VBCV**, însă, în Fig.(6-1) este prezentată varianta (probabil) cea mai întâlnită.

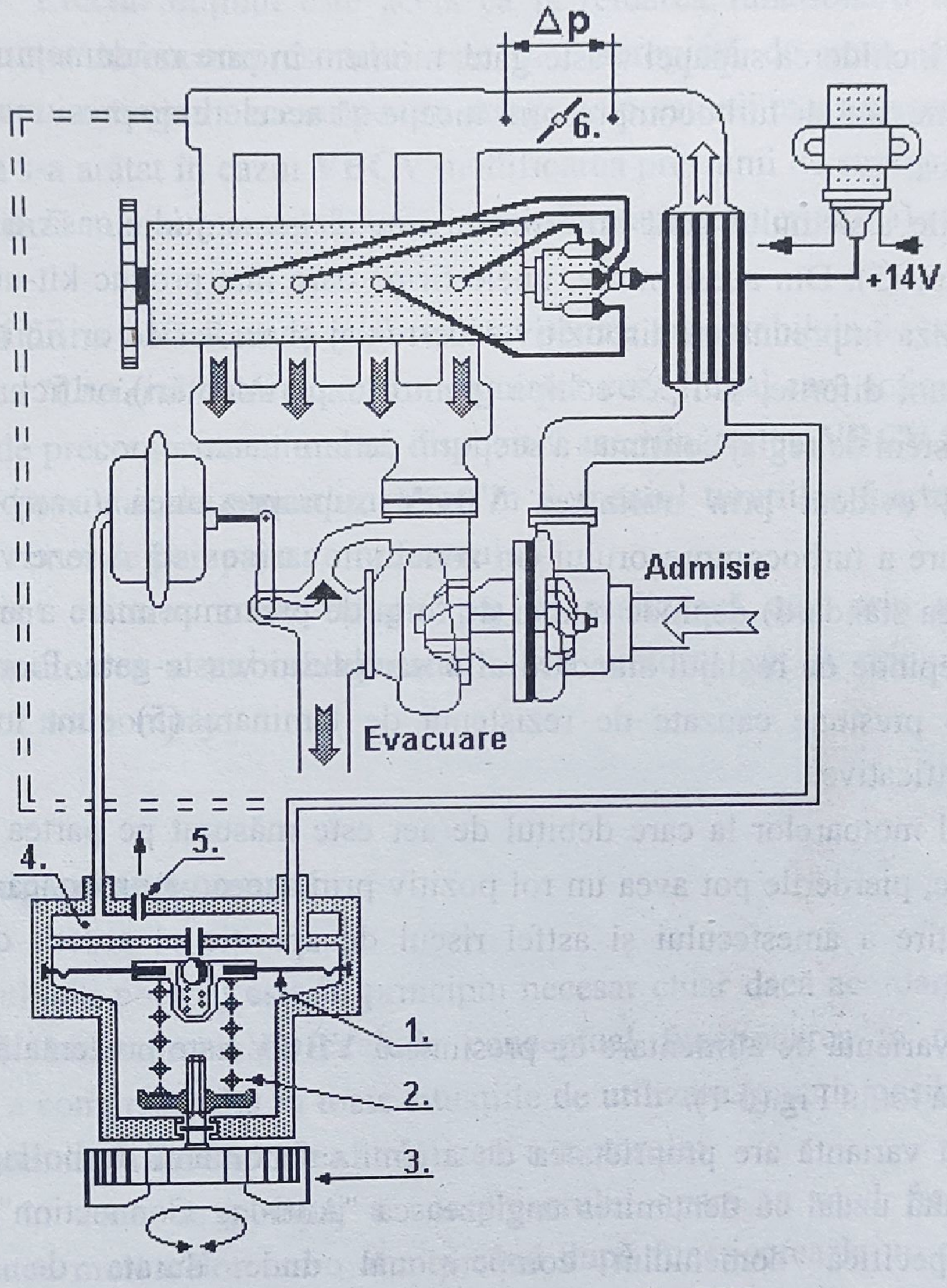
Din punct de vedere constructiv **VBCB** conţine o membrană 1. a cărei forţă de apăsare asupra unui ventil (cu bilă) poate fi modificată prin comprimarea unui arc (2). Comprimarea arcului (2) poate fi realizată în mod contiuu cu ajutorul unei buton de reglaj (3).

În esenţă **VBCV** este intercalat pe conducta de legătură dintre capsula pneumatică care acţionează supapa waste-gate şi conducta de refulare a compresorului. La turbocompresoarele de serie conducta de legătură are o lungime de ordinul centimetrilor şi de aceea la instalarea **VBCB** această conductă este înlocuită complet cu două conducte flexibile suficient de lungi, astfel încât amplasarea **VBCB** să fie posibilă în habitaclul automobilului, într-o poziţie în care manevrarea (rotirea) butonului de reglaj (3) poate fi realizată comod.

Funcţionarea **VBCB** se bazează pe faptul că fenomenul de limitare şi stabilizare a presiunii realizate de compresor începe numai după ce presiunea de supraalimentare ajunge la un anume prag, la care forţa de apăsare în jos a membranei (1) conform Fig.(6-1) devine aproximativ egală cu forţa de comprimare a arcului (2).

La realizarea egalităţii celor două forţe, acţiunea membranei asupra bilei ventilului devine nulă iar aerul sub presiune pătrunde în camera de

amortizare (4), care este pusă în legătură cu presiunea atmosferică prin intermediul unui orificiu calibrat (5) cu rol de rezistență de laminare.



© CGC **Fig. (6 - 1)** Sistemul de control pneumatic VBCV

Presiunea din camera (4) este transmisă printr-o conductă de legătură la capsula pneumatică de acționare a supapei waste-gate şi ca urmare, aceasta

începe să se deschidă, micşorând randamentul turbinei cu efect imediat asupra turației şi presiunii generate de turbocompresor.
Scăderea presiunii generate de compresor are ca efect închiderea ventilului şi
implicit închiderea supapei waste-gate, moment în care randamentul turbinei devine maxim iar turbocompresorul începe să accelereze, presiunea tinzând să crească.
Oscilațiile sistemului sunt amortizate prin alegerea judicioasă a secțiunii orificiului (5). Din acest motiv, unele firme care mai produc kit-uri **VBCV** pot furniza împreună cu dispozitivul de reglaj şi un set de orificii calibrate cu secțiuni diferite, sau pot echipa (pentru experimentări) orificiul calibrat cu un sistem de reglaj continuu a secțiunii de laminare.
În mod evident prin utilizarea **VBCV** suprapresiunea (overboost) de stabilizare a turbocompresorului (în zonele în care există o rezervă față de presiunea standard) depinde numai de forța de precomprimare a arcului (2) şi nu depinde de reglajul standard al ansamblului waste-gate. Pierderile de aer sub presiune cauzate de rezistența de laminare (5) sunt în general nesemnificative.
În cazul motoarelor la care debitul de aer este măsurat pe partea de joasă presiune, pierderile pot avea un rol pozitiv prin aceea că provoacă o uşoară îmbogățire a amestecului şi astfel riscul de apariție al arderii detonante scade.
O altă variantă de alimentare cu presiune a **VBCV** este prezentată cu linie punctată tot în Fig.(6-1).
Această variantă are proprietatea de a limita fenomenul turbo-lag şi este cunoscută uzual cu denumirea englezească "Anti-lag Connection". Soluția este specifică domeniului competițional unde durata de viață a turbocompresorului este mai puțin importantă în raport cu performanțele imediate.
Anti-lag Connection "speculează" faptul că în cazul funcționării la sarcini parțiale, pe obturatorul (6) apare o cădere de presiune Δp. În consecință

presiunea aplicată la **VBCV** este mai mică decât presiunea reală generată de compresor şi astfel turația turbocompresorului este "împinsă" la o valoare mai mare decât cea care ar fi fost suficientă pentru funcționarea în cazul respectiv. Efectul obținut este acela că la reluarea funcționării la sarcină plină, turația turbocompresorului este mai apropiată de noua situație de funcționare iar timpul necesar pentru atingerea presiunii maxime scade.

Aşa cum s-a arătat în cazul **VBCV** modificarea presiunii de supraalimentare se realizează numai manual. Există însă informația (neverificată) referitoare la

faptul că firma Alfa Romeo ar fi realizat pentru automobilele de competiție din epoca "*Creierului Mecanic*" un regulator centrifugal care acționa asupra arcului de precomprimare a unui dispozitiv asemănător cu **VBCV** în scopul limitării presiunii de supraalimentare în domeniul turațiilor foarte joase şi evitarea zonei de pompaj a compresorului.

În prezent evitarea zonei de pompaj se realizează atât prin acordarea corespunzătoarea a turbocompresorului cu motorul cât şi prin utilizarea supapelor antipompaj.

6.1.2. Supapa anti-pompaj

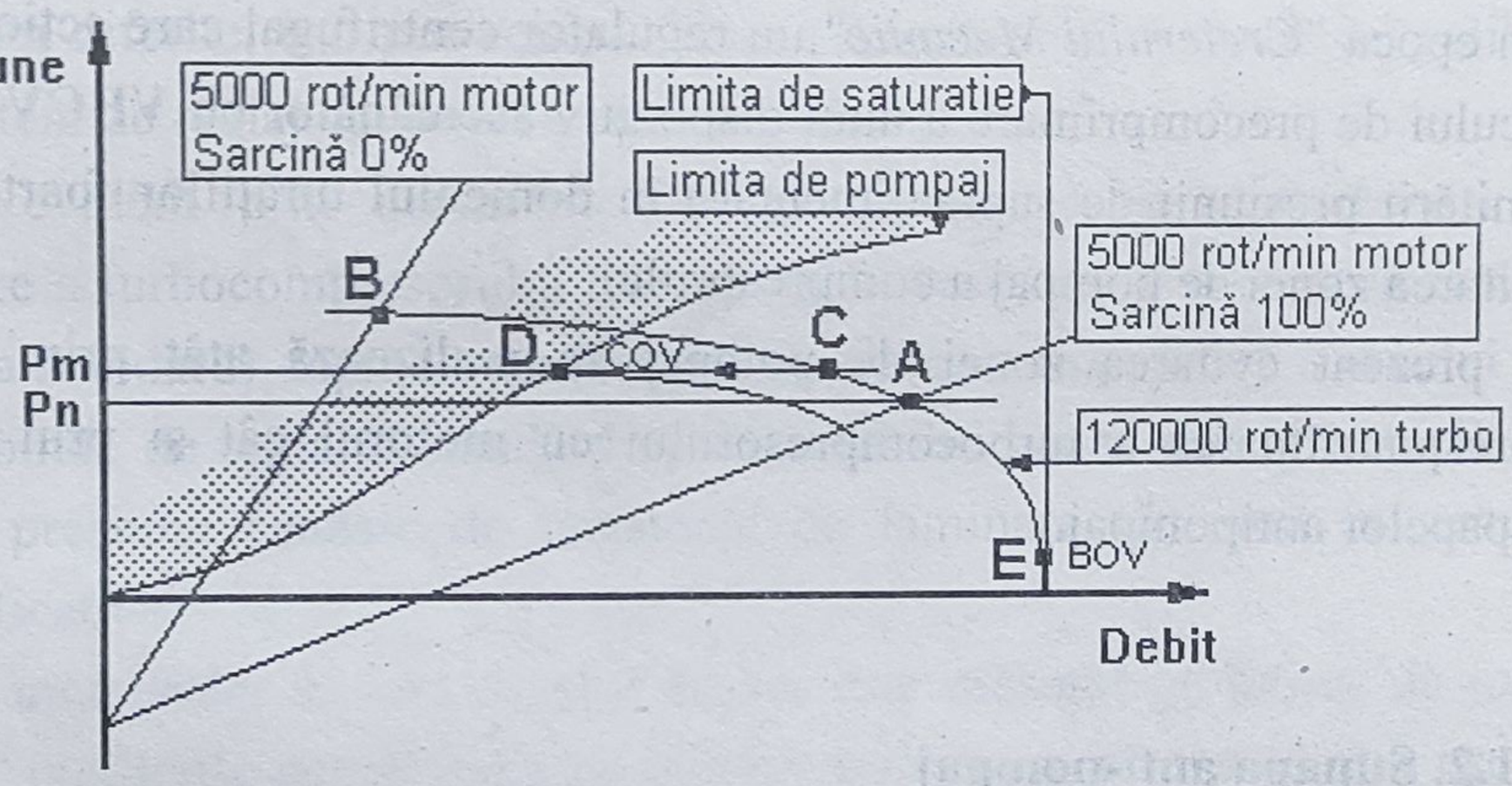
Controlul anti-pompaj este în principiu necesar chiar dacă acordarea dintre motor şi turbocompresor exclude conceptual funcționarea în regim de pompaj a compresorului în toate situațiile de utilizare (practic posibile) care pot fi întâlnite la funcționarea stabilizată a motorului.

Intrarea în zona de pompaj a compresorului apare în mod frecvent la majoritatea motoarelor turbo atunci când după funcționarea la un regim de putere ridicat urmează o decelerare bruscă a motorului, situație care este prezentată cu ajutorul Fig.(6-2).

Conform acestei figuri, funcționarea inițială a motorului este considerată în punctul **A**. aflat la intersecția dintre caracteristica de umplere a motorului la

turația de 5000 rot/min cu obturatorul complet deschis, (sarcină plină) şi presiunea nominală **pn**.

Corespunzător punctului **A**. turația turbocompresorului este de 120000 de rot/min. În această situație de funcționare se consideră că apăsarea de pe pedala de accelerație încetează brusc şi începe un regim de decelerare în care motorul funcționează la mers forțat. În primele momente ale închiderii complete a obturatorului, atât turația compresorului cât şi turația motorului nu pot varia brusc datorită fenomenului de inerție, atât pentru vehicul cât şi pentru turbocompresor.



© CGC **Fig. (6 - 2)** Evitarea pompajului în cazul decelerărilor

La o analiză atentă se poate remarca (în ipoteza în care manevra de închidere a obturatorului este considerată foarte rapidă) că mai pot avea loc încă două sau trei arderi intense şi după închiderea obturatorului.

Numai după terminarea ciclurilor motoare corespunzătoare amestecului aflat în cei doi sau trei cilindrii în momentul în care obturatorul s-a închis, cantitatea de amestec introdus în cilindrii scade treptat invers-proporțional cu volumul galeriilor de admisie cuprins între supape şi obturator.

Acest fenomen sugerează faptul că şi în cazul unei închideri mai lente a obturatorului, pentru câteva momente, turbina mai este susținută cu gaze

arse, după care atât cuplul motorului cât şi turația turbocompresorului încep să scadă. Deci se poate considera fără o eroare semnificativă şi fără alterarea fenomenului fizic că în momentul închiderii complete a obturatorului atât turația motorului cât şi turația turbocompresorului (pentru moment) nu se modifică.

În această situație numai caracteristica de umplere a motorului se modifică corespunzător noii secțiuni de trecere a circuitului de admisie. În mod practic, obturatorul este şuntat de un circuit cu secțiune reglabilă care permite reglajul turației de mers în gol, astfel incât după închiderea obturatorului sectiunea de trecere a aerului scade de 50-100 de ori, iar caracteristica de umplere devine aproape verticală.

În mod teoretic imediat după închiderea obturatorului, punctul de funcționare va trece din **A**. în **B**. aflat la intersecția dintre caracteristica compresorului de 120000 rot/min şi caracteristica de umplere a motorului la 5000 rot/min cu obturatorul complet închis.

În realitate, din cauza intrării în regim de pompaj (cu pulsații de presiune), atât caracteristica de debit a compresorului cât şi caracteristica de umplere a motorului vor fi într-o anumită măsură alterate, însă în mod cert funcționarea va avea loc în regim de pompaj.

Funcționarea în regim de pompaj a compresorului are loc până când energia cinetică a grupului turnant este disipată prin laminarea aerului iar turația turbocompresorului scade suficient.

În mod evident turbocompresoarele mici vor funcționa mai puțin în regim de pompaj însă, (aşa cum s-a arătat) intrarea repetată în zona de pompaj duce la uzarea exagerată a lagărelor şi poate chiar provoca distrugerea grupului turnant.

Din acest motiv au fost imaginate mai multe soluții de evitare a zonei de pompaj dintre care cea mai simplă este utilizarea unei supape de presiune maximă **COV** (Compressor Overpressure Valve) reglată la o presiune mai mare decât presiunea **pn**.

Supapa **COV** este asemănătoare constructiv cu supapa "pop-off" utilizată la

supraalimentarea prin compresor mecanic. Prin utilizarea **COV**, la închiderea obturatorului, funcționarea compresorului va avea loc pentru câteva momente în punctul **C** la intersecția dintre presiunea maximă **pm** la care este reglată **COV** şi caracteristica compresorului.

Prin deschiderea supapei **COV** în punctul **C**. începe un proces de laminare a aerului generat de compresor şi astfel energia cinetică este disipată rapid, iar turația turbocompresorului scade treptat, funcționarea având loc pe linia **C**. - **D**..

În punctul **D**. la limita de pompaj, turația compresorului poate fi de trei ori mai mică, ceea ce înseamnă cu aproximație o energie cinetică încă dispoibilă cu un ordin de mărime mai coborât față de situația în care **COV** nu este instalată.

Ca dezavantaj poate fi menționat faptul că **COV** determină scăderea rapidă a turației turbocompresorului ceea ce o face inoperantă în domeniul competițional. De asemenea, în cazul unui sistem de supraalimentare parametrică, în care funcționarea are loc la limita pompajului într-o zonă largă de utilizare, **COV** nu poate fi utilizată sau eficacitatea **COV** scade esențial.

Pentru a înlătura aceste dezavantaje firmele SAAB şi BOSCH au creat şi produc (la concurență) supapa comandată pneumatic **BOV** (Blow Off Valve).

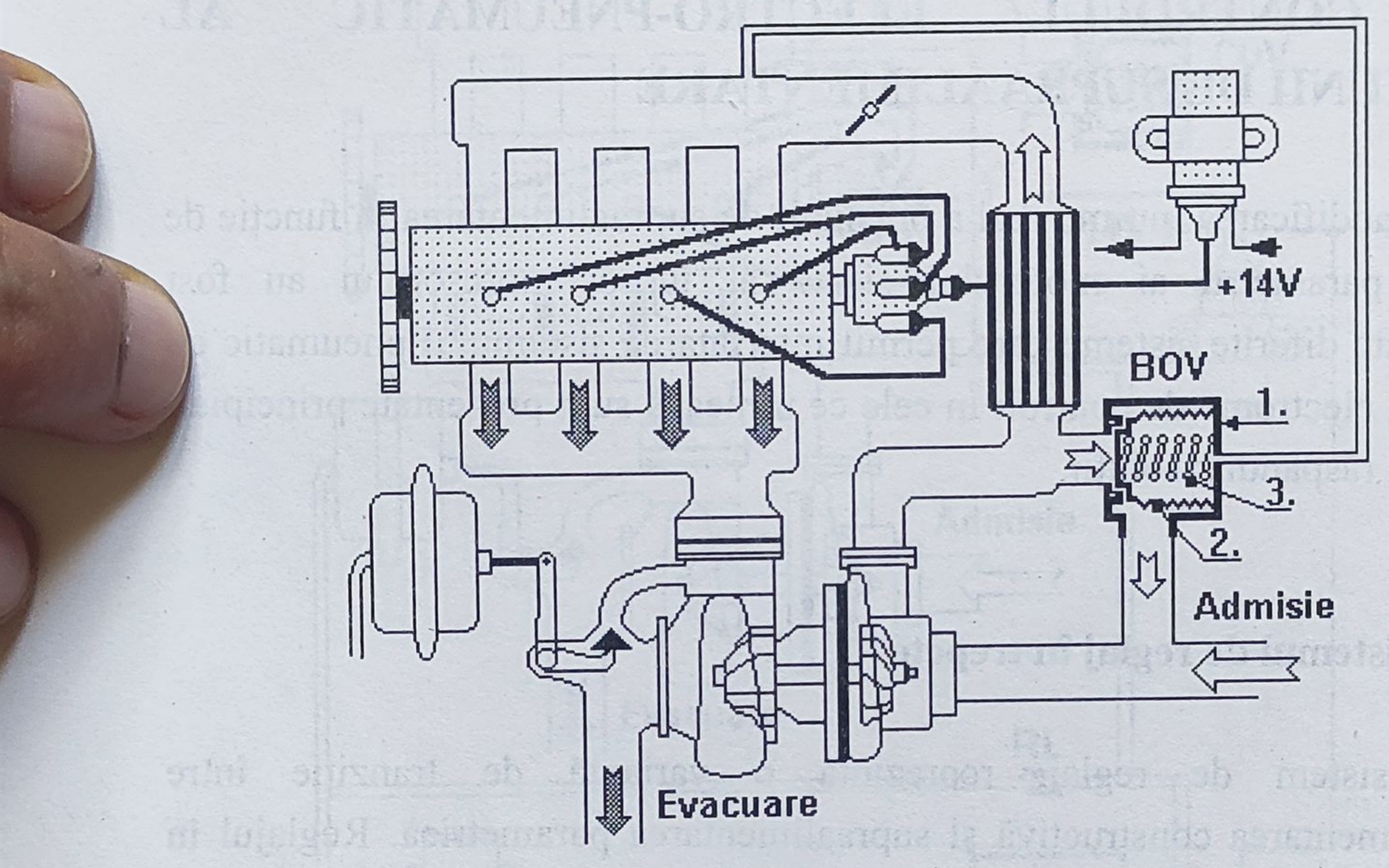
În Fig.(6-3) este prezentată construcția şi amplasarea **BOV**.

În momentul în care obturatorul se închide, **BOV** face legătura gazodinamică între conducta de admisie şi cea de refulare a compresorului. Prin acest procedeu raportul de compresie a compresorului scade foarte mult iar funcționarea ajunge inițial în punctul **E**, Fig.(6-2), la limita de saturație corespunzătoare turației de 120000 rot/min pentru compresor.

Secțiunea de trecere mare realizată de **BOV** introduce pierderi gazodinamice mici şi astfel turația turbocompresorului scade mult mai încet decât în cazul **COV**. Astfel este posibil ca în cazul regimurilor scurte de frânare, în care turația motorului scade mult, turația turbocompresorului să scadă mult mai

puţin (procentual) şi astfel la reluarea accelerării fenomenul turbo-lag să fie cvasi-inexistent

BOV este format dintr-o capsulă cilindrică (1) în interiorul căreia este dispus un burduf de cauciuc (2), precomprimat cu ajutorul unui arc de oţel (3). Constructiv, latura frontală a burdufului realizează obturarea dintre conducta de refulare şi cea de admisie.



© CGC **Fig. (6 - 3)** Sistemul pneumatic antipompaj

În momentul în care obturatorul se închide, în galeria de admisie apare o depresiune care este aplicată printr-o conductă în interiorul burdufului.
Arcul (3) este astfel dimensionat încât depresiunea (care se crează în galeria de admisie la turaţii mari ale motorului în regim de mers forţat) comprimă burduful şi între conducta de refulare şi cea de admisie a compresorului apare astfel o secţiune importantă de trecere (cursa burdufului poate fi mai mare de 10mm).

Din punct de vedere principial **BOV** poate fi aplicat indiferent de variațiile presiunii de supraalimentare, întrucât atunci când obturatorul este deschis în interiorul burdufului este aplicată presiunea din galeria de admisie, deci aproximativ aceeaşi valoare cu presiunea care apasă pe latura frontală a burdufului.

6.2. CONTROLUL ELECTRO-PNEUMATIC AL PRESIUNII DE SUPRAALIMENTARE

Pentru modificarea în timp real a presiunii de supraalimentarea în funcție de diverşi parametrii ai motorului şi/sau ai turbocompresorului au fost dezvoltate diferite sisteme care permit interfațarea sistemului pneumatic cu sistemul electronic de control. În cele ce urmează sunt prezentate principial, cele mai răspândite soluții.

6.2.1. Sistemul de reglaj în trepete

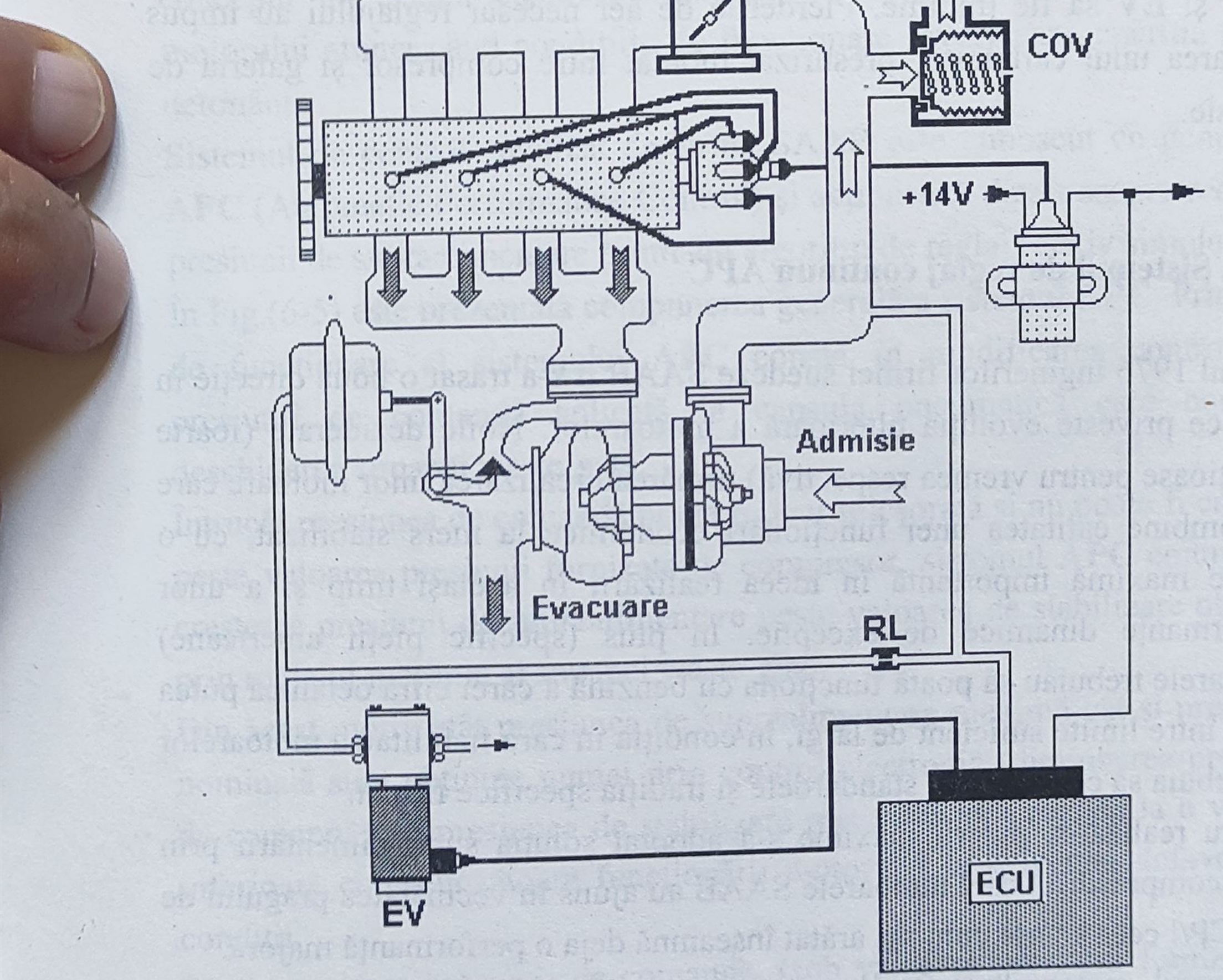
Acest sistem de reglaj, reprezintă o variantă de tranziție între supraalimentarea constructivă şi supraalimentarea parametrică. Reglajul în trepte este utilizat pentru micşorarea presiunii la începutul şi/sau capătul superior al zonei de turație al motorului. În primul caz este urmărită evitarea zonei de pompaj a compresorului, iar în al doilea caz sunt limitate solicitările termice şi dinamice ale motorului.

În Fig.(6-4) este prezentat principial sistemul de control în trepte al presiunii de supraalimentare utilizat la automobilul AUSTIN MG Turbo.

La acest sistem presiunea de supraalimentare este reglată din constanta elastică a supapei waste-gate la valoarea de 0,35 Bar.

Capsula pneumatică a supapei waste-gate este conectată la presiunea livrată de compresor prin intermediul unei rezistențe de laminare **RL**. Pentru

dezvoltarea puterii maxime conducta de legătură a capsulei pneumatice este conectată la presiunea exterioară de către un electroventil **EV**, astfel încât presiunea de supraalimentare depăşeşte valoarea menţionată şi poate să crească până la valoarea de reglaj de 0,5 Bar a unui dispozitiv **COV** prevăzut în aval de compresor.



© CGC **Fig. (6 - 4)** Sistemul AUSTIN MG Turbo pentru reglarea in trepte a presiunii de supraalimentare

Electroventilul **EV** este comandat de către sistemul electronic **ECU** (produs de firma Lucas). Sistemul **ECU** comandă **EV** în funcție de turația motorului (impulsurile de pe bobina de inducție) şi de presiunea de supraalimentare determinată prin intermediul unui traductor de presiune inclus în interiorul dispozitivului.

La acest motor, acordarea turbinei este realizată într-o manieră foarte strânsă, astfel încât pierderile de aer comprimat care apar la deschiderea **COV** şi **EV** să fie minime. Pierderile de aer necesar reglajului au impus utilizarea unui carburator presurizat montat între compresor şi galeria de admisie.

6.2.2. Sistemul de reglaj continuu APC

În anul 1976 inginerilor firmei suedeze SAAB li s-a trasat o nouă direcție în ceea ce priveste evoluția ulterioară a motoarelor. Noile deziderate (foarte ambițioase pentru vremea respectivă) urmăreau realizarea unor motoare care să combine calitatea unei funcționări economice la mers stabilizat, cu o putere maximă importantă în ideea realizării în acelaşi timp şi a unor performanțe dinamice de excepție. În plus (specific pieții americane) motoarele trebuiau să poată funcționa cu benzină a cărei cifră octanică putea varia între limite suficient de largi, în condiția în care fiabilitatea motoarelor nu trebuia să coboare sub standardele şi tradiția specifice firmei.

Pentru realizarea puterii maxime s-a adoptat soluția supraalimentării prin turbocompresor. Astfel motoarele SAAB au ajuns în vecinătatea pragului de 100 CP/l ceea ce aşa cum s-a arătat înseamnă deja o performanță majoră.

În general, motoarele supraalimentate sunt realizate cu raporte de compresie mai reduse (7,5-8,4) pentru a evita în primul rând detonația, însă detararea motoarelor conduce la consumuri neperformante în cazul sarcinilor parțiale. Pentru rezolvarea acestui inconvenient, inginerii de la SAAB au pus la punct motoare supraalimentate la care raportul de compresie a fost majorat până la

valoarea 9, comparabil cu cel al unui motor aspirant, astfel încât în acest mod s-a rezolvat şi funcţionarea economică la sarcini parţiale. În schimb, în condiţiile constructive arătate la motorul supraalimentat arderea detonantă poate să apară mult mai uşor atunci când motorul este supraîncălzit şi/sau când cifra octanică a benzinei este prea mică.

Întrucât spre deosebire de temperatura motorului cifra octanică a benzinei nu poate fi determinată direct prin mijloace convenabile, inginerii suedezi au conceput un sistem electronic autoadaptiv cu rol de limitare a puterii motorului atunci când condiţiile de funcţionare favorizează apariţia arderii detonante.

Sistemul de control realizat de firma SAAB este cunoscut cu denumirea **APC** (Automatic Performance Control) şi acţionează direct asupra reducerii presiunii de supraalimentare printr-un algoritm de reglaj relativ simplu.

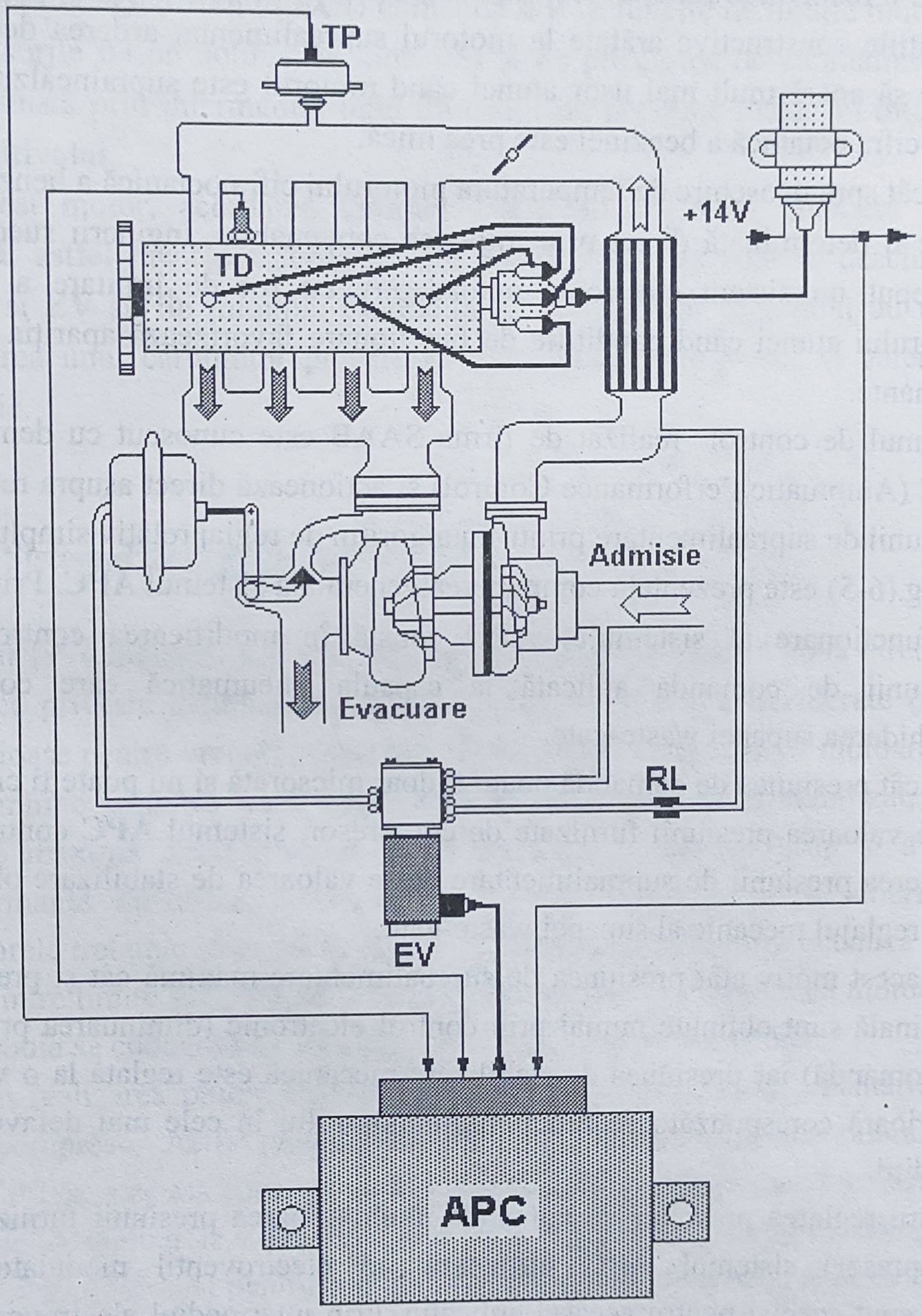
În Fig.(6-5) este prezentată compunerea generală a sistemul **APC**. Principiul de funcţionare al sistemului **APC** constă în modificarea controlată a presiunii de comandă aplicată la capsula pneumatică care comandă deschiderea supapei waste-gate.

Întrucât presiunea de comandă poate fi doar micşorată şi nu poate fi crescută peste valoarea presiunii furnizate de compresor, sistemul **APC** controlează creşterea presiunii de supraalimentare peste valoarea de stabilizare obţinută prin reglajul mecanic al supapei waste-gate.

Din acest motiv atât presiunea de supraalimentare maximă cât şi presiunea nominală sunt obţinute numai prin control electronic (diminuarea presiunii de comandă) iar presiunea de stabilizare mecanică este reglată la o valoare inferioară corespunzătoare funcţionării motorului în cele mai defavorabile condiţii.

Pentru reglarea presiunii de comandă, (sub valoarea presiunii furnizate de compresor) sistemul **APC** utilizează un electroventil modulator **EV** conceput special pentru această aplicaţie. Prin intermediul electroventilului modulator **EV** se realizează conectarea capsulei pneumatice la presiunea livrată de compresor cu ajutorul unei rezistenţe de laminare **RL (realizată**

în interiorul ventilului).



© CGC **Fig. (6 - 5)** Sistemul de control SAAB APC

Prin alimentarea **EV** cu tensiune, capsula pneumatică se descarcă în galeria de admisie a compresorului, întrucât **RL** impiedică menținerea presiunii inițiale.

Prin alimentarea **EV** cu impulsuri de tensiune cu frecvență fixă şi durată variabilă, (modulare PWM) presiunea medie rezultantă aplicată capsulei pneumatice poate fi modificată în mod continuu.

În Fig.(6-6) este prezentată construcția principială a ventilului modulator tip SAAB.

Teoria modulării este prezentată în detaliu în subcapitolul următor. Pentru comanda **EV** sistemul **APC** utilizează trei informații esențiale.

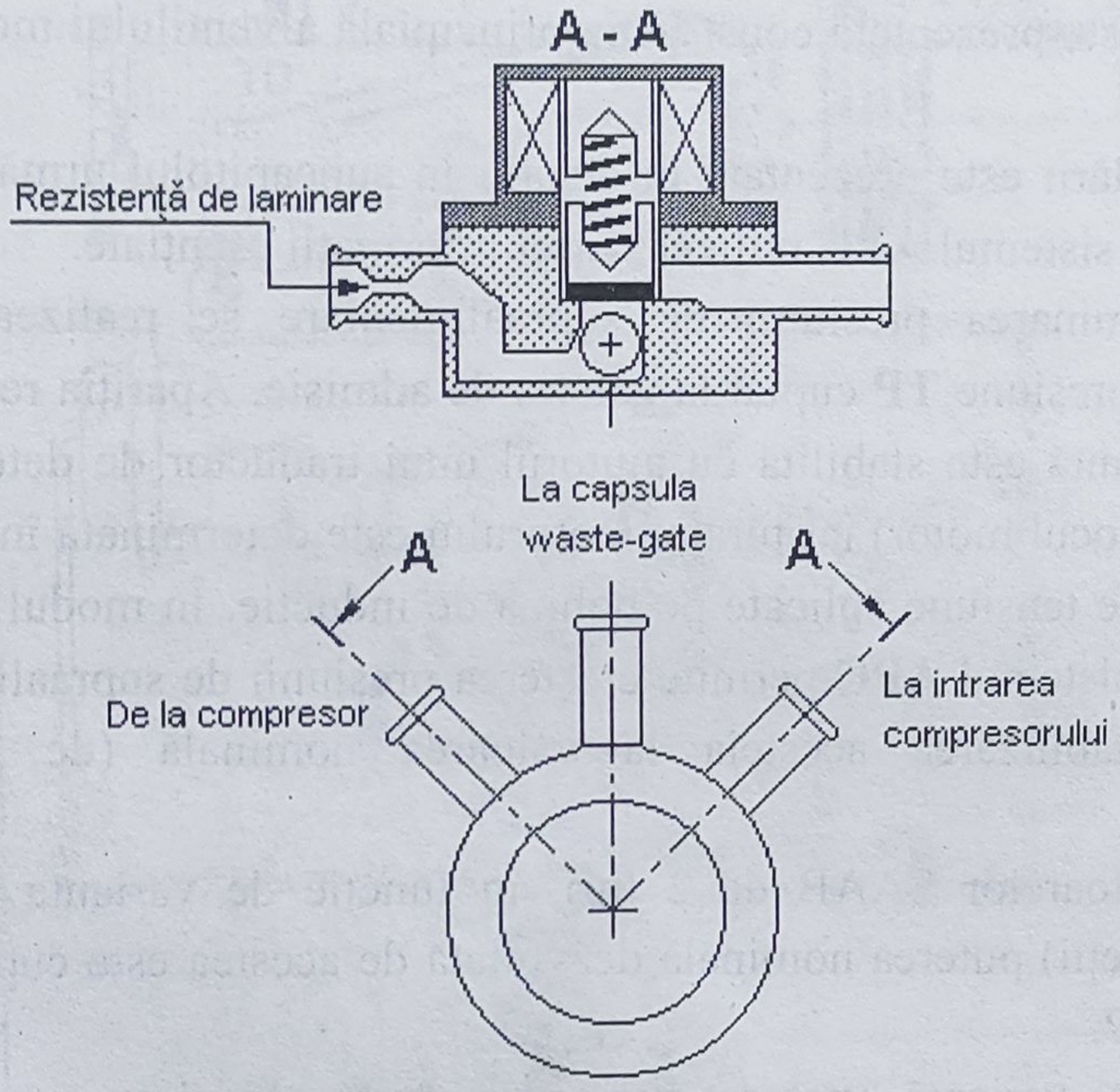
Astfel determinarea presiunii de supraalimentare se realizează cu un traductor de presiune **TP** cuplat la galeria de admisie. Apariția regimului de ardere detonantă este stabilită cu ajutorul unui traductor de detonație **TD**, (montat pe blocul motor) iar turația motorului este determinată în funcție de impulsurile de tensiune aplicate pe bobina de inducție. În modul normal de funcționare, sistemul **APC** permite creşterea presiunii de supraalimentare şi realizează stabilizarea acesteia la valoarea nominală (de proiect) a motorului.

În cazul motoarelor SAAB de 2 litri, în funcție de varianta motorului, (destinația pieții) puterea nominală dezvoltată de acestea este cuprinsă între 160 şi 180 CP.

Indiferent de variantă, pentru perioade scurte de timp presiunea de supraalimentare poate fi mărită astfel încât puterea maximă livrată de motor ajunge la 200 CP, rezervă de putere care poate fi utilizată de exemplu în cazul unei depăşiri.

Funcționarea la presiunea de supraalimentare maximă provoacă după un anumit timp (corespunzător rezervei termice a motorului) scăderea eficienței răcitorului intermediar şi supraâncălzirea unor anumite zone ale camerei de ardere. În aceste condiții arderea detonantă poate să apară, situație în care pentru a nu periclita fiabilitatea motorului, sistemul **APC** micşorează presiunea de supraalimentare în trepte succesive de 0,1 Bar (aproximativ 1,5 psi) până când arderea detonantă este suprimată.

După o perioadă de funcţionare de siguranţă în care arderea detonantă nu este prezentă, sistemul **APC** începe creşterea presiunii de supraalimentare prin acelaşi procedeu de creştere în trepte până la valoarea maximă care permite funcţionarea în siguranţă a motorului.



© CGC **Fig. (6 - 6)** Ventilul modulator SAAB

Practic în cazul unei funcţionări stabilizate a motorului în regim maximal de lungă durată, presiunea de supraalimentare oscilează în timp în jurul unei valori medii care reprezintă limita de apariţie a detonaţiei şi corespunde puterii maxime care poate fi dezvoltată de motor în anumite condiţii date, cum ar fi: cifra octanică, temperatura exterioară, umiditatea, viteza de deplasare.

În mod evident, modificarea acestor parametrii influenţează asupra performanţelor, astfel încât în cazul utilizării unei benzine cu cifră octanică

necorespunzătoare este posibil ca stabilizarea presiunii la limita arderii detonante să se realizeze la o valoare la care nici puterea nominală nu mai poate fi dezvoltată.

Soluția găsită de inginerii suedezi a marcat două momente de referință în industria automobilului. Astfel începând cu anul 1980 modelul "SAAB 99 turbo" a demonstrat în primul rând viabilitatea soluției de supraalimentare cu turbocompresor în cazul automobilelor de serie, şi în acelaşi timp a deschis calea controlului electronic al turbocompresorului.

De la primele sisteme **APC** tranzistorizate, la care se puteau modifica (prin trei potențiometre semireglabile) frecvența **EV**, pragul de detonație şi valoarea presiunii maxime, firma SAAB a ajuns în prezent să echipeze modelele turbo cu sitemul de gestiune electronică multiprocesor TRIONIC.

Sistemul TRIONIC este dezvoltat în jurul a două microprocesoare cu 32x32 biți care prin procesare paralelă corelează funcționarea simultană a sistemului de injecție, sistemului de aprindere şi a turbocompresorului. Sistemul TRIONIC permite aplicarea unor strategii complexe de reglaj, acționând simultan asupra unghiului de avans la aprindere, a dozajului amestecului şi asupra presiunii de supraalimentare. Principiul de reglaj dezvoltat de firma SAAB, a fost preluat cu anumite modificări neimportante, şi utilizat de alți producători. În acest context se poate menționa sistemul de gestiune electronică MOTRONIC produs de firma BOSCH care pe lângă funcțiile sistemului TRIONIC este dotat şi cu o funcție suplimentară de control a fazelor de distribuție.

Sistemul MOTRONIC a fost utilizat pentru prima dată în cadrul unei aplicații

de serie la care au fost utilizate toate cele patru funcții enumerate anterior la automobilul FIAT COUPE TURBO 20V.

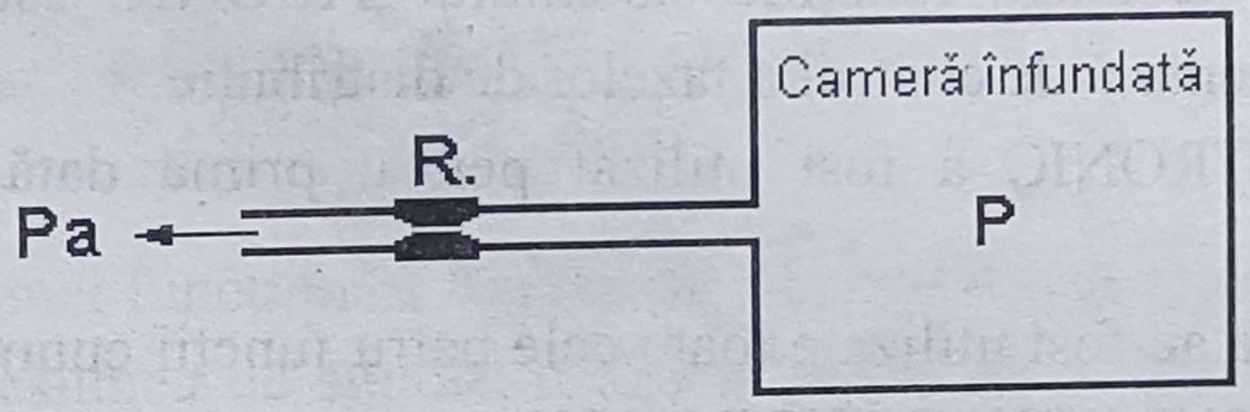
6.3. TEORIA MODULĂRII

Din punctul de vedere al ventilului modulator, sistemul SAAB **APC**

reprezintă un compromis între fiabilitatea ventilului şi uzura supapei waste-gate, cauzată de oscilațiile periodice ale presiunii de comandă.
Sistemele mai moderne de modulație folosesc ventile cu trei căi la care capsula pneumatică este conectată alternativ la presiunea compresorului sau la presiunea atmosferică, în permanență prin intermediul unei rezistențe de laminare. În acest mod amplitudinea oscilațiilor presiunii din capsula pneumatică scade, iar fiabilitatea supapei waste-gate creşte. Din acest motiv, în cele ce urmează este prezentată teoria modulării pentru ventile modulatoare cu trei căi, teorie care poate fi adaptată relativ simplu şi pentru sistemul SAAB - **APC**.

6.3.1. Principiul modulării

În esență, capsula pneumatică şi conducta de legătură la ventilul modulator poate fi considerată ca o cameră pneumatică înfundată.
Schema pneumatică elementară pentru golirea capsulei pneumatice este prezentată în Fig.(6-7) şi se compune dintr-o cameră înfundată şi o rezistență de laminare R..



© CGC **Fig. (6 - 7)** Schemă pneumatică elementară

Ecuația diferențială care determină caracteristicile camerei înfundate la golire şi la presiune constantă a mediului exterior se deduce plecând de la

relația fluxului de aer în unitatea de timp printr-o rezistență constantă care este de forma:

$$\frac{dQ}{dt} = -\alpha(p - p_a), \qquad (6.1)$$

unde: α este o constantă

p - presiunea camerei înfundate

p_a - presiunea atmosferică

Dacă p_a este considerată ca suprapresiune, ecuația 6.1 se poate scrie:

$$\frac{dQ}{dt} = -\alpha p' \qquad (6.2)$$

Considerând că procesul de variație al presiunii în capsulă este izotermic și având în vedere ecuația de stare $pV=QRT$, se obține:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{V}{RT} \cdot \frac{dp}{dt} \qquad (6.3)$$

Având în vedere că la p_a=constant $dp=dp'$ relația se poate scrie:

$$-\alpha p_a = \frac{V}{RT} \cdot \frac{dp'}{dt} \qquad (6.4)$$

Soluția ecuației diferențiale 6.3. are următoare formă:

$$\ln p' = -\frac{\alpha RT}{V} t + \ln C \qquad (6.5)$$

sau:

$$p' = Ce^{-\frac{\alpha RT}{V}t} \qquad (6.6)$$

Pentru a determina constanta de integrare C, se consideră că, la momentul t = 0, presiunea din capsulă are valoarea cunoscută p_i; rezultă $C = p_i$, şi ecuaţia:

$$p' = p_i e^{-\frac{t}{\tau}}, \qquad (6.7)$$

unde s-a notat cu:

$$\tau = \frac{V}{\alpha RT}.$$

Conform ecuaţiei rezultă că presiunea în camera înfundată variază după o lege exponenţială de forma celei reprezentate în Fig.(6-8).

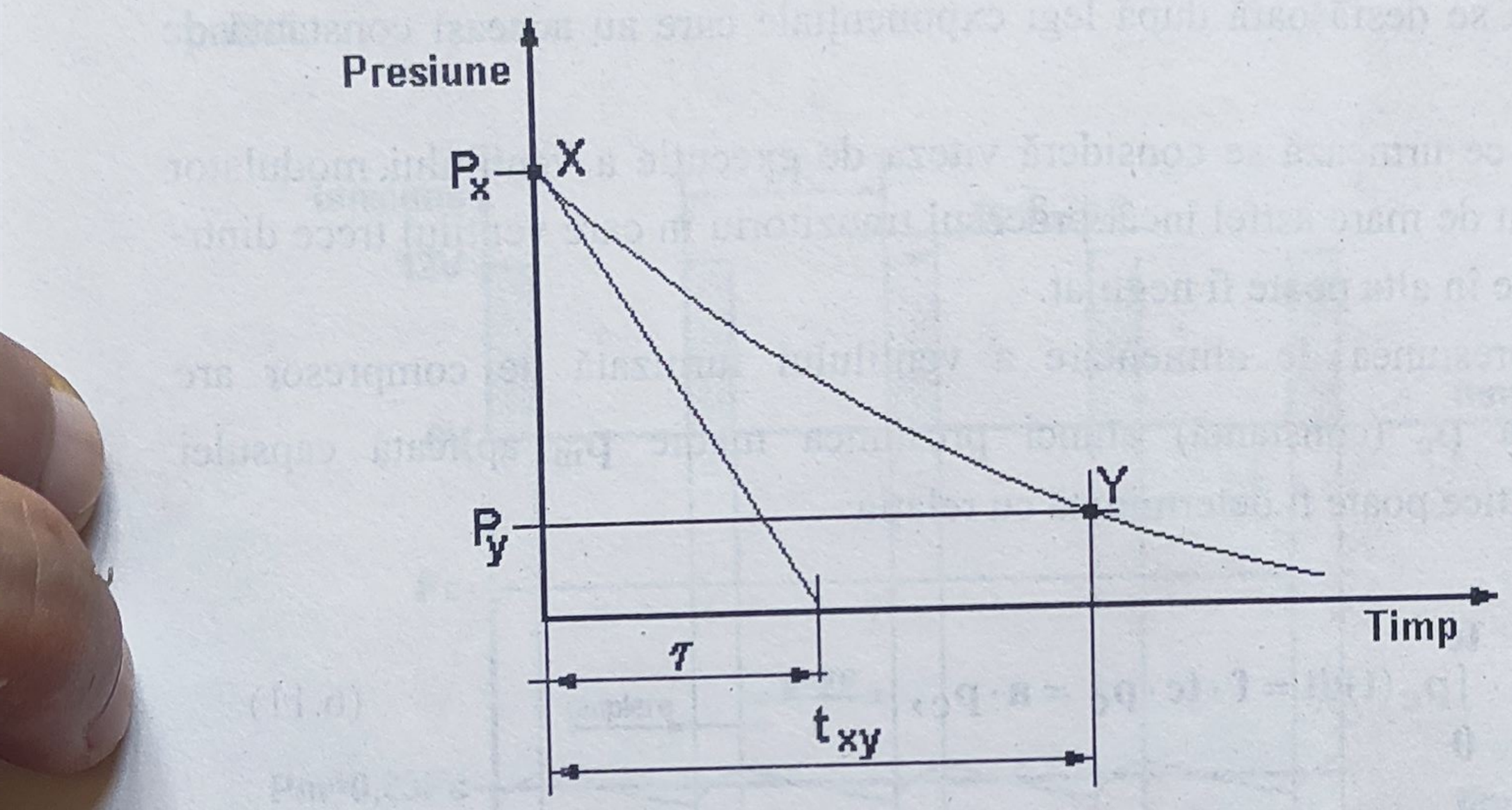
Timpul t_{xy} necesar pentru ca presiunea în cameră să scadă de la valoarea p'_x la valoarea p'_y este egal cu :

$$t_{xy} = -\tau \ln \frac{p'_x}{p'_y}. \qquad (6.8)$$

Procesul de umplere a camerei înfundate are loc tot după o lege exponenţială, iar constanta de timp are aceeaşi expresie ca aceea din ecuaţia 6.7. în cazul umplerii presiunea instantanee din cameră poate fi calculată cu relaţia:

$$p' = p_f'(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}), \qquad (6.9)$$

unde $\mathbf{p_f}$, reprezintă presiunea finală, care în acest caz reprezintă presiunea furnizată de compresor, la care este alimentat ventilul .



© CGC **Fig. (6 - 8)** Evoluția presiunii în timp

Pentru a evalua ordinul de mărime al diametrului rezistenței de laminare cilindrice cu secțiunea circulară se poate folosi relația:

$$\mathbf{d} = \sqrt[4]{\frac{128\mu VL}{\pi\gamma RT\tau}}, \qquad (6.10)$$

unde: **V** este volumul capsulei pneumatice

τ - constanta de timp;

l -lungimea rezistenței cilindrice de laminare;

γ -greutatea specifică a aerului;

μ -coeficientul de vâscozitate dinamică;

R - constanta gazelor;

T - temperatura absolută.

Conform celor arătate, atât umplerea capsulei pneumatice cât şi golirea acesteia se desfăşoară după legi exponenţiale care au aceeaşi constantă de timp.

În cele ce urmează se consideră viteza de execuţie a ventilului modulator suficient de mare astfel încât procesul tranzitoriu în care ventilul trece dintr-o poziţie în alta poate fi neglijat.

Dacă presiunea de alimentare a ventilului furnizată de compresor are valoarea $\mathbf{p_c}$ (constantă) atunci presiunea medie $\mathbf{p_m}$ aplicată capsulei pneumatice poate fi determinată cu relaţia:

$$\mathbf{p_m = f \cdot \int_0^{tc} p_c(t)dt = f \cdot tc \cdot p_c = a \cdot p_c,} \qquad (6.11)$$

unde **f** este frecvenţa de modulaţie;

tc - timpul de conducţie al ventilului sau timpul în care capsula este alimentată ;

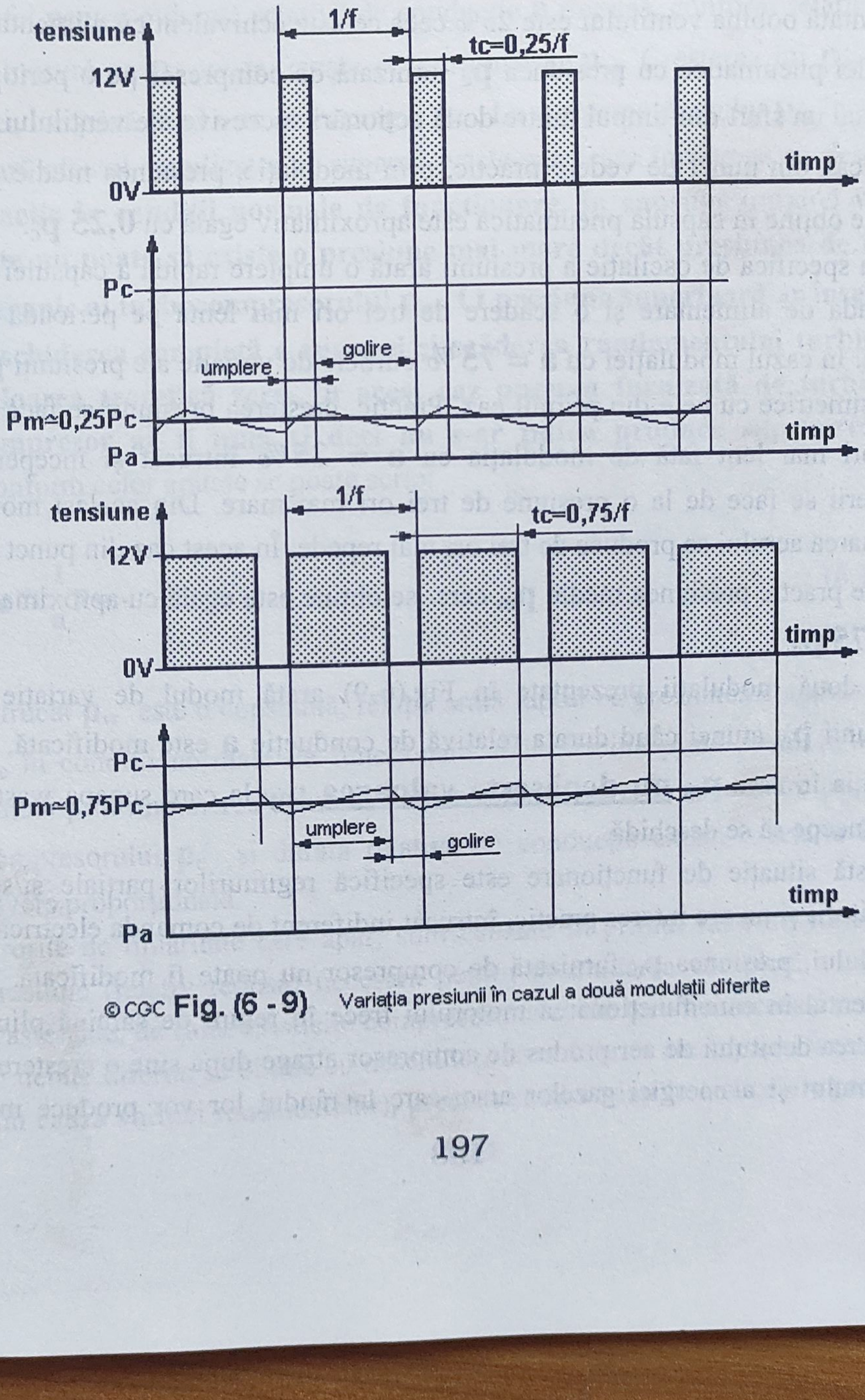
a- durata relativă de conducţie

Relaţia 6.11. arată că pentru a regla presiunea medie $\mathbf{p_m}$ aplicată supapei waste-gate, se pot modifica atât frecvenţa de modulaţie cât şi timpul de conducţie al ventilului. Pentru a nu complica sitemul de comandă, în practică

frecvenţa de modulaţie este menţinută constantă şi se modifică valoarea lui **tc**.

În Fig.(6-9) sunt prezentate principial curbele (simulate) de variaţie ale presiunii medii $\mathbf{p_m}$ aplicate supapei waste-gate în cazul a două modulaţii diferite ale aceeaşi presiuni $\mathbf{p_c}$ furnizate de compresor.

Bobina ventilul modulator este alimentată cu impulsuri de tensiune cu amplitudinea de 12V şi frecvenţă **f**. În timpul în care bobina este alimentată, capsula pneumatică este alimentată la presiunea $\mathbf{p_c}$, iar pe perioada de pauză,



© CGC **Fig. (6 - 9)** Variaţia presiunii în cazul a două modulaţii diferite

ventilul modulator eliberează aerul din interiorul capsulei pneumatice în atmosferă.

În ambele cazuri frecvența de modulație **f** a fost micşorată față de realitate, în scopul unei mai bune reprezentări a oscilațiilor presiunii medii $\mathbf{p_m}$.

În primul caz durata relativă **a** a impulsurilor de tensiune la care este alimentată bobina ventilului este 25% ceea ce este echivalent cu alimentarea capsulei pneumatice cu presiunea $\mathbf{p_c}$ furnizată de compresor pe o perioadă egală cu un sfert din timpul dintre două acționări succesive ale ventilului. În acest caz din punct de vedere practic, prin modulație, presiunea medie $\mathbf{p_m}$ care se obține în capsula pneumatică este aproximativ egală cu $\mathbf{0{,}25\ p_c}$.

Curba specifică de oscilație a presiunii arată o umplere rapidă a capsulei pe perioada de alimentare şi o scădere de trei ori mai lentă pe perioada de pauză. În cazul modulației cu $\mathbf{a = 75\%}$ curbele de variație ale presiunii $\mathbf{p_m}$ sunt simetrice cu cele din primul caz. Practic, creşterea presiunii se face de trei ori mai lent fată de modulația cu $\mathbf{a = 25\%}$ întrucât şi începerea umplerii se face de la o presiune de trei ori mai mare. Din acelaşi motiv evacuarea aerului se produce de trei ori mai repede. În acest caz din punct de vedere practic presiunea medie $\mathbf{p_m}$ care se obține este egală cu aproximație cu $\mathbf{0{,}75\ p_c}$.

Cele două modulații prezentate în Fig.(6-9) arată modul de variație a presiunii $\mathbf{p_m}$ atunci când durata relativă de conducție **a** este modificată, în condiția în care $\mathbf{p_m}$ **nu depăşeşte valoarea** $\mathbf{p_W}$ la care supapa waste-gate începe să se deschidă.

Această situație de funcționare este specifică regimurilor parțiale şi/sau tranzitorii şi nu are interes practic, întrucât indiferent de comanda electrică a ventilului, presiunea $\mathbf{p_c}$ furnizată de compresor nu poate fi modificată. În momentul în care funcționarea motorului trece în regim de sarcină plină, creşterea debitului de aer produs de compresor atrage după sine o creştere a volumului şi a energiei gazelor arse, care la rândul lor vor produce mai

multă energie în turbină şi deci creşterea suplimentară a $\mathbf{p_c}$ precum şi un debit sporit de aer introdus în motor. Aşa cum s-a arătat, fenomenul în avalanşă care apare, produce depăşirea rapidă a limitelor funcționale ale motorului şi/sau ale turbocompresorului. În această situație rolul ventilului modulator devine hotărâtor.

Astfel pentru o durată relativă de conducție **a** impusă, conform relației 6.11 pe măsură ce $\mathbf{p_c}$ creşte, creşte proporțional şi $\mathbf{p_m}$. Creşterea lui $\mathbf{p_m}$ poate avea loc până când este atins pragul $\mathbf{p_w}$. La atingerea pragului $\mathbf{p_w}$ începe să apară efectul stabilizator al supapei waste-gate care începe să se deschidă. **Practic în condiții normale de functionare, în capsula supapei waste-gate nu poate să existe o presiune mai mare decât presiunea de reglaj mecanic al turbocompresorului $\mathbf{p_w}$. O presiune superioară ar înseamna deschiderea completă a supapei şi scăderea randamentului turbinei la valoarea teoretică zero. În acest caz puterea furnizată de turbină la compresor ar fi nulă şi deci nu s-ar putea produce suprapresiune.**

Conform celor arătate se poate scrie:

$$\mathbf{p_c \cong \frac{1}{a} p_w \cdot} \qquad (6.12)$$

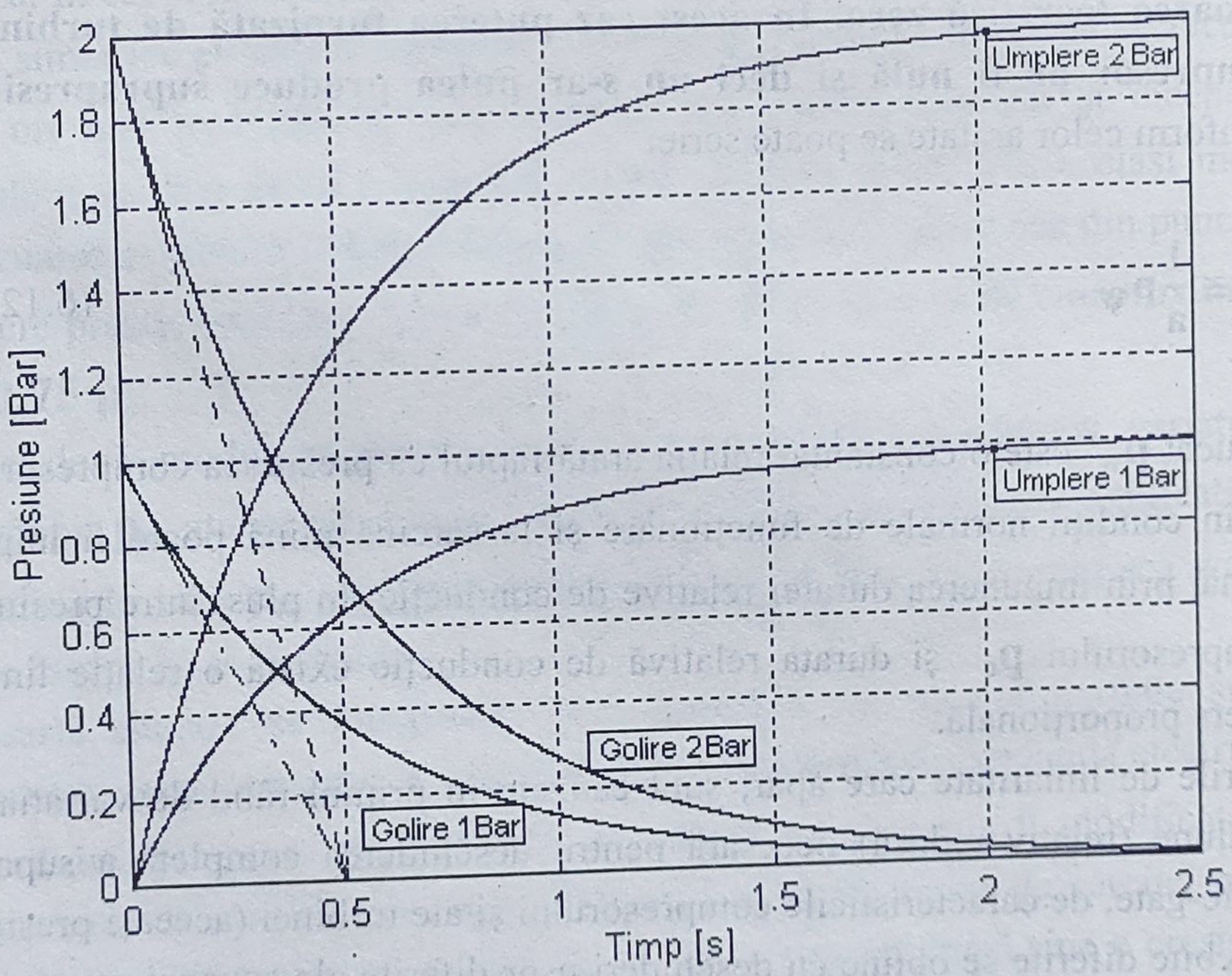
întrucât $\mathbf{p_w}$ este o constantă, relația arată faptul că presiunea compresorului $\mathbf{p_c}$ în condiții normale de funcționare şi la sarcină plină poate fi impusă numai prin impunerea duratei relative de conducție. În plus, între presiunea compresorului $\mathbf{p_c}$ şi durata relativă de conducție există o relație liniară invers proporțională.

Erorile de liniaritate care apar, sunt cauzate în primul rând de variația de presiune (relativ redusă) necesară pentru deschiderea completă a supapei waste-gate, de caracteristicile compresorului şi ale turbinei (aceeaşi presiune la debite diferite se obține cu deschideri uşor diferite ale supapei waste-gate din cauza variției randametelor), precum şi de variațiile ciclice ale presiunii

$\mathbf{p_m}$. Din acest punct de vedere supapele waste-gate cu precomprimări importante ale elementului elastic introduc erori de liniaritate mai mici. În cazul în care se doreşte un reglaj de precizie al presiunii $\mathbf{p_c}$ (cazul sistemului SAAB - **APC**), durata relativă de conducție **a** este eleborată de către un regulator electronic care prin măsura directă a presiunii furnizate de compresor poate micşora sau anula eroarea sistemului.

În cele ce urmează sunt prezentați parametrii de funcționare în cazul concret al reglajului presiunii de supraalimentare la valorile de 1 Bar şi 2 Bar pentru o capsulă pneumatică cu constanta de timp τ = 500 ms. Frecvența de modulație aleasă este 20 Hz (50 ms) iar $\mathbf{p_w}$ = 0,5 Bar.

În Fig.(6-10) sunt prezentate caracteristicile de umplere şi de golire corespunzătoare presiunilor de 1 şi 2 Bar.



© CGC **Fig. (6 - 10)** Caracteristici de umplere/golire

Indiferent de presiunea de la care începe golirea, sau de presiunea la care se termină umplerea, valoarea finală este atinsă în aproximativ 2,5 s (5 constante de timp).

Porțiunea caracteristicii de golire de la 2 Bar, cuprinsă între 1 Bar şi aproximativ 0 Bar prin suprapunere, coincide cu caracteristica de golire de la presiunea de 1 Bar. Aceeaşi situație apare şi în cazul caracteristicilor de umplere pe porțiunea superioară a carcateristicii de 2 Bar.

În cazul $\mathbf{p_w}$ = 0,5 Bar variațiile presiunii în interiorul capsulei pneumatice reprezintă porțiuni ale curbelor prezentate în jurul valorii de 0,5 Bar.

În Fig.(6-11) sunt determinate segmentele corespunzătoare modulației cu frecvența de 20 Hz..

Conform relației 6.12. durata relativă de conducție necesară în cazul realizării presiunii Pc = 2 Bar este $\mathbf{a}$ = 25%. În acest caz timpul de umplere este de 12,5 ms iar timpul de golire este de 37,5 ms.

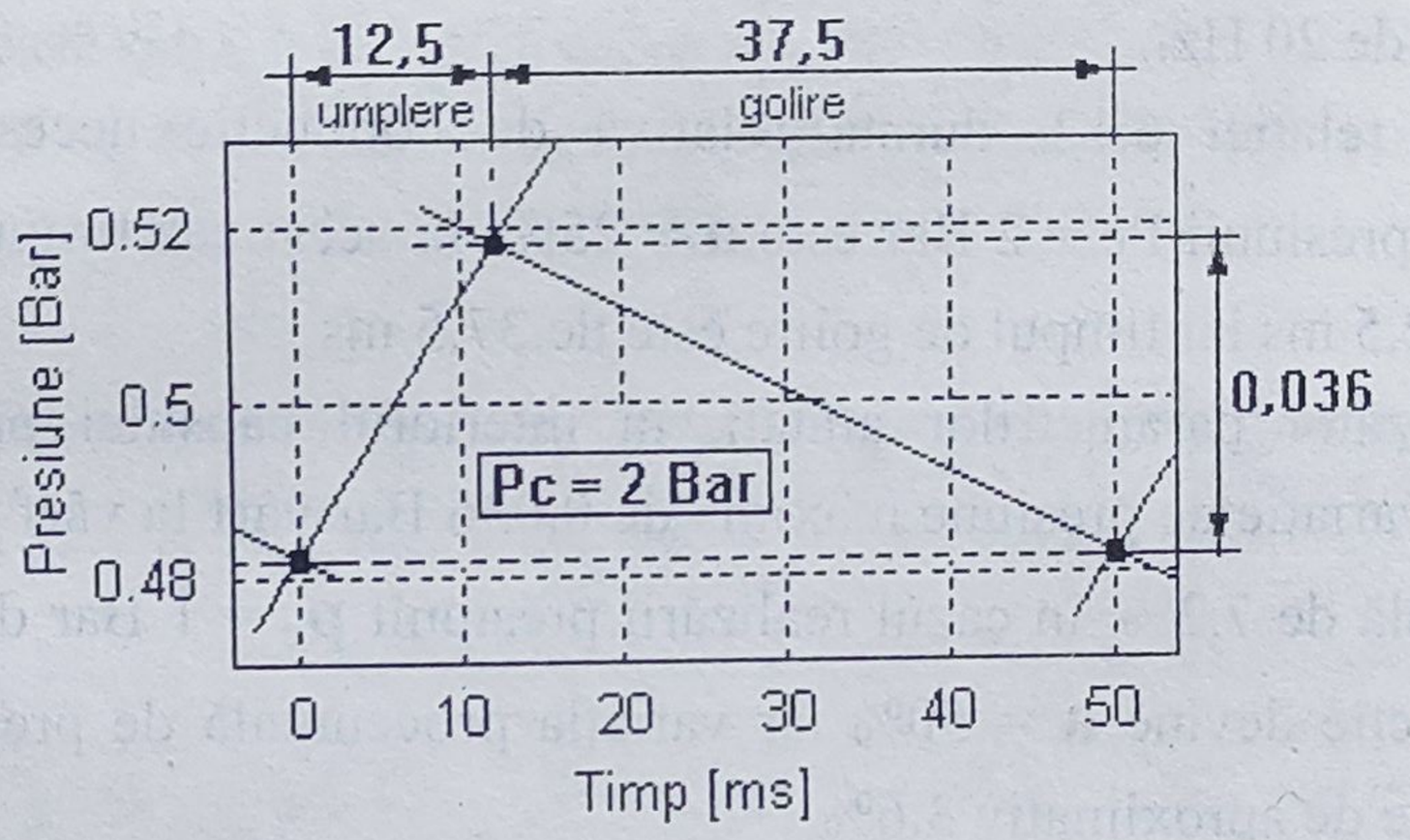
Corespunzător parametrilor arătați, în interiorul capsulei pneumatice se obține o variație de presiune maximă de 0,036 Bar vârf la vârf sau o variație procentuală de 7,2%. în cazul realizării presiunii $\mathbf{p_c}$ = 1 Bar durata relativă de conducție devine $\mathbf{a}$ = 50% iar variația procentuală de presiune care se obține este de aproximativ 3,6%.

Exemplul ales demonstrează că în principiu, din punct de vedere practic, este posibilă variația controlată, într-o gamă largă a presiunii de supraalimentare fără ca oscilațiile presiunii de comandă datorită modulări să devină importante. Oscilații mari ale presiunii de comandă implică oscilații permanente ale sistemului mecanic al supapei waste-gate care pot conduce la uzura prematură a acesteia. Pentru limitarea uzurii supapei waste-gate, precum şi pentru creşterea preciziei de acționare a acesteia există urmatoarele trei soluții:

- **micşorarea diferenței de presiune dintre $\mathbf{p_w}$ şi presiunea maximă furnizată de compresor;**

- **creşterea constantei de timp a capsulei pneumatice;**
- **creşterea frecvenței de modulare.**

Micşorarea diferenței de presiune dintre $\mathbf{p_w}$ şi presiunea maximă furnizată de compresor poate fi realizată fie prin micşorarea presiunii maxime, caz în care performanțele sistemului sunt penalizate, fie prin creşterea $\mathbf{p_w}$, caz în care plaja de control a presiunii de supraalimentare şi rezerva de siguranță a motorului scad. În consecință această variantă are aplicabilitate limitată.



© CGC **Fig. (6 - 11)** Variația presiunii de modulare

Creşterea constantei de timp a capsulei pneumatice poate fi realizată simplu prin creşterea rezistenței de laminare, însă prin creşterea constantei de timp, timpul de răspuns al sistemului creşte corespunzător, ceea ce poate duce la oscilații importante ale presiunii de supraalimentare.

Din acest punct de vedere turbocompresoarele mari cu momente de inerție importante sunt mai puțin afectate însă în cazul turbocompresoarelor de performanță cu momente de inerție mici constanta de timp limită a capsulei pneumatice τ poate coborâ sub valoarea de 500 ms.

Creşterea frecvenței de modulație este teoretic posibilă în limite largi iar limitările provin în principal din considerente tehnologice şi constructive ale ventilului modulator. Astfel pentru o frecvență de modulație dată şi pentru realizarea unei precizii convenabile a reglajului, frecvența maximă de funcționare a ventilului trebuie să fie de minimum 10 ori mai mare decât frecvența de modulație.

Pentru exemplul ales în care modulația se face cu frecvență de 20 Hz, este necesar un ventil modulator cu frecvența de funcționare maximă de 200 Hz, ceea ce înseamnă realizarea manevrei de închidere sau de deschidere a ventilului în aproximativ 2,5 ms. Pentru astfel de aplicații în condițiile tehnologiilor actuale, limita maximă se găseşte în jurul valorii de 1ms/manevră, ceea ce corespunde unei frecvențe de modulație de 50 Hz. Un astfel de ventil modulator dacă ar fi realizat cu tehnologie clasică şi-ar epuiza capacitatea de manevră în 10-15 ore de funcționare. Pentru evitarea acestei situații, în construcția ventilelor modulatoare sunt utilizate tehnologii şi materiale speciale (care măresc prețul de cost de câteva ori).

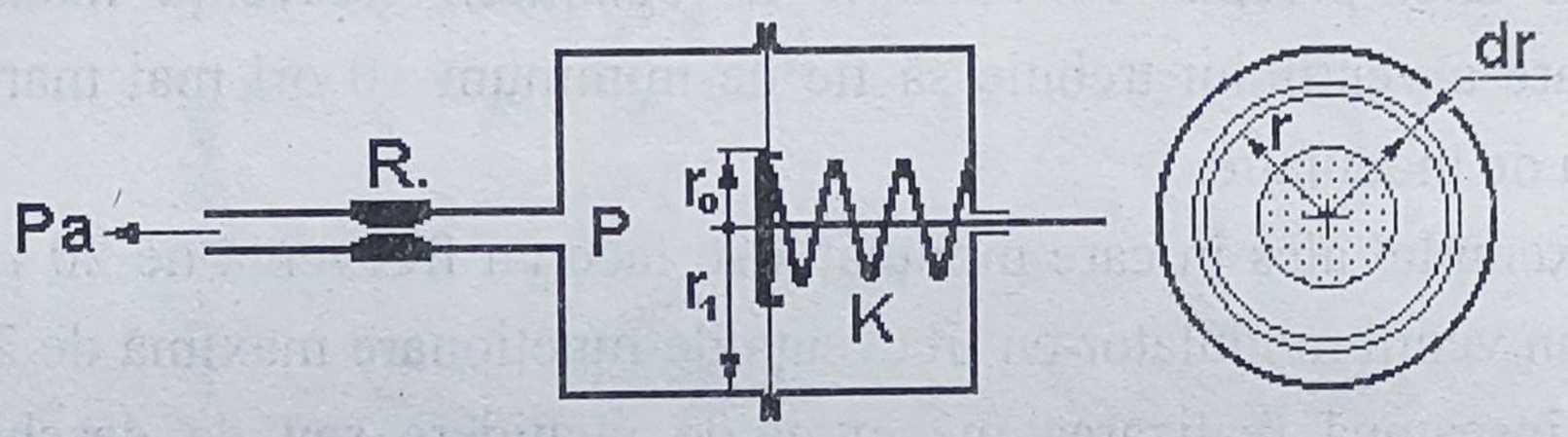
6.3.2. Alegerea frecvenței de modulație

Un alt aspect legat de frecvența de modulație este posibilitatea de intrare în rezonanță a sistemului mobil al capsulei waste-gate. În cele ce urmează este determinată legătura dintre frecvența de modulație şi frecvența proprie a

capsulei waste-gate.

Modelul fizic al sistemului oscilator al capsulei waste-gate este prezentat în Fig.(6-12).

În interiorul capsulei de rază **r** se află dispusă o membrană elastică care este precomprimată cu ajutorul unui arc cu constantă elastică **K**. Arcul se sprijină pe membrana elastică prin intermediul unui taler de rază $\mathbf{r_0}$. Dacă se presupune că forța elementară acționează asupra tijei invers proporțional cu distanța până la periferia discului, atunci forța elementară dezvoltată de membrană devine:



© CGC **Fig. (6 - 12)** Modelul fizic al oscilatorului

$$dF_m = \frac{r_1 - r}{r - r_o} \cdot 2\pi r p dr. \qquad (6.13)$$

Integrând pe suprafața activă a membranei de la $\mathbf{r_0}$ la $\mathbf{r_1}$ se obține forța de apăsare a membranei:

$$F_m = \int_{r_o}^{r_1} \frac{r_1 - r}{r - r_o} \cdot 2\pi r p dr = \frac{2\pi p}{r - r_0}\left[\left(\frac{r_1^3}{2} - \frac{r_1 r_o}{2}\right) - \left(\frac{r_1^3}{3} - \frac{r_o^3}{3}\right)\right], \qquad (6.14)$$

sau:

$$F_m = \frac{\pi p}{3}\left(\frac{D^2}{4} + \frac{DD_t}{4} - \frac{D_t}{2}\right), \qquad (6.15.)$$

unde $D = 2r$ şi $D_t = 2r_0$.

Forţa presiunii aplicată pe talerul arcului este:

$$F_t = \frac{\pi D_t^2}{4} p, \qquad (6.16)$$

iar forţa aplicată la ansamblul mobil al capsulei waste-gate este:

$$F = F_t + F_m = \frac{\pi p}{12}\left(D^2 + DD_t + D_t^2\right). \qquad (6.17)$$

Din cauza elasticităţii membranei şi a deformării acesteia este necesară introducerea unui coieficient de deformare β. Pentru simplificare se fac notaţiile: $\frac{D_t}{D} = C$, $\frac{\pi D^2}{4} = A$ şi $\frac{1 + C + C^2}{3} = Y$.

în aceste condiţii forţa aplicată ansamblului mobil devine:

$$F = \beta Y A p. \qquad (6.18)$$

Ecuaţia de mişcare a ansamblului mobil al capsulei waste-gate poate fi de forma:

$$m\frac{d^2x(t)}{dt^2} + K_f\frac{dx(t)}{dt} + Kx(t) = F(t), \qquad (6.19)$$

sau:

$$\frac{d^2x(t)}{dt^2}+\frac{K_f}{m}\frac{dx(t)}{dt}+\frac{K}{m}x(t)=\frac{1}{m}F(t), \qquad (6.20)$$

unde: **m** este masa echivalentă a ansamblului în mişcare;

x - deplasarea;

K - constanta elastică a resortului;

$\mathbf{K_f}$ - coieficientul de frecare vâscoasă.

Pentru rezolvarea ecuației se fac notațiile:

$$\frac{K_f}{m}=2\zeta\omega_n,\quad \frac{K_f}{m}=\omega_n^2 \text{ şi } \frac{1}{m}=K_1\omega_n^2.$$

Rezultă:

$$\omega_n=\sqrt{\frac{K}{m}},\quad \zeta=\frac{K_f}{2m\omega_n}=\frac{K_f}{2m\sqrt{\frac{K}{m}}}=\frac{K_f}{2\sqrt{km}},$$

$$K_1=\frac{1}{m\omega_n^2}=\frac{1}{m\frac{K}{m}}=\frac{1}{k}.$$

Cu notațiile prezentate ecuația poate fi scrisă:

$$\frac{d^2x(t)}{dt^2}+2\zeta\omega_n\frac{dx(t)}{dt}+\omega_n^2x(t)=K_1\omega_n^2F(t). \qquad (6.21)$$

Din această formă a ecuației se pot deduce:

$\omega_r=\omega_n\sqrt{1-2\zeta^2}$.- pulsația de rezonanță;

$\omega_p = \omega_n \sqrt{1-p\zeta^2}$ - pulsaţia proprie;

$T_p = \frac{2\pi}{\omega_p} = \frac{2\pi}{\omega_n \sqrt{1-p\zeta^2}}$ - perioada proprie de oscilaţie.

Rezonanţa este posibilă atunci când $\omega_r > 0$ sau $1-2\zeta^2 > 0$ de unde rezultă:

$$0 < \zeta < \frac{1}{\sqrt{2}} = 0{,}707\,, \qquad (6.22)$$

ca fiind un interval prohibit în care nu este indicată funcţionarea. Din punct de vedere ideal $\zeta=1$ reprezintând optimul pentru obţinerea unui timp de răspuns minim. Pentru valori mai mari ca unu, sitemul poate oscila în jurul unei noi valori de reglaj, crescând astfel timpul de răspuns.

6.4. CONTROLUL NECONVENŢIONAL AL TURBOCOMPRESORULUI

În acest subcapitol sunt prezentate soluţii originale propuse de autori pentru realizarea supraalimentării parametrice.

Scopul principal al acestor soluţii este înlocuirea dispozitivului cu fiabilitatea cea mai scăzută (şi preţul cel mai mare) al sistemului de control al supraalimentării - ventilului modulator.

De asemenea este urmărită realizarea unor soluţii de control la care plaja de reglaj şi/sau precizia reglajului să poată fi mărite.

Soluţiile prezentate au rezultat în urma testării în diverse forme şi aplicaţii, a unor dispozitive asemănătoare, unele dintre ele fiind testate inclusiv în formă finală în condiţii reale de funcţionare pe perioade de timp şi parcursuri relativ mari.

Cu toate acestea, o concluzie finală asupra aplicabilităţii soluţiilor prezentate

nu poate fi încă dată şi de aceea, acestea trebuiesc interpretate în primul rând prin prisma caracterului de originalitate.

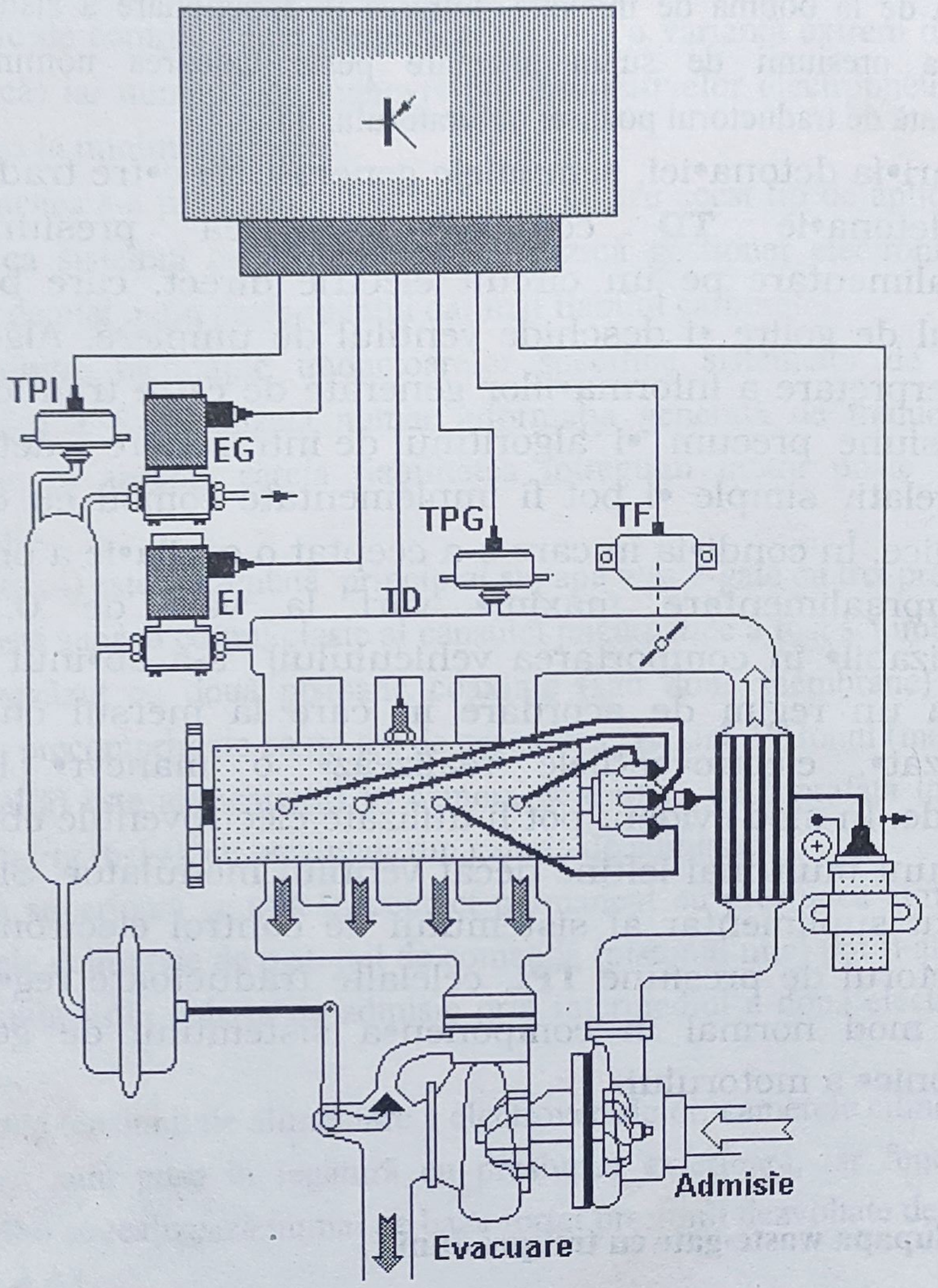
6.4.1. Regulatorul tripoziţional

Pentru controlul sistemelor de turbo-supraalimentare la care supapa waste-gate are o caracteristică cu pantă mai mică (precomprimarea arcului este redusă sau lipseşte), a fost conceput regulatorul tripoziţional. De exemplu în cazul în care apare o diferenţă de 0,3 - 0,5 bar între presiunea la care începe deschiderea supapei şi presiunea la care deschiderea este complet realizată. În principiu sistemul poate fi aplicat la multe dintre variantele aflate în prezent în exploatare numai prin detararea arcului regulator (lungirea tijei de legătură).

În Fig.(6-13) este prezentată compunerea generală a sistemului de turbo-supraalimentare controlată prin regulator tripoziţional.

Pentru realizarea unei deschideri controlate ale supapei waste-gate sistemul foloseşte un rezervor de integrare dispus între galeria de admisie şi capsula pneumatică. Presiunea aplicată în capsula pneumatică este controlată prin intermediul unui electroventil de încărcare **EI** şi un electroventil de golire **EG** comandate de către un dispozitiv electronic. Principiul de funcţionare este asemănător cu principiul ventilului modulator şi în esenţă constă în alimentarea ventilului de încărcare **EI** atunci când presiunea de supraalimentare trebuie coborâtă şi, în alimentarea electroventilului de golire **EG** atunci când presiunea de supraalimentare trebuie să crească.

Diferenţa esenţială faţă de ventilul modulator constă în faptul că la acest sistem, în cazul funcţionării stabilizate în regim staţionar, din punct de vedere teoretic, este posibilă obţinerea unui regim de control în care electroventilele nu execută manevre, cu repercursiuni imediate în ceea ce priveşte fiabilitatea sistemului.



© CGC **Fig. (6 - 13)** Sistemul regulatorului tripoziţional

Dispozitivul electronic de control utilizează în principal informaţiile provenite de la două traductoare de presiune pentru măsurarea presiunii de

integrare **TPI**, a presiunii din galerie **TPG** şi o informaţie de turaţie motor preluată de la bobina de inducţie. Intrarea în funcţionare a sistemului şi creşterea presiunii de supraalimentare peste valoarea nominală este comandată de traductorul poziţiei obturatorului **TF**.

La apari•ia detona•iei, semnalele generate de c•tre traductorul de detona•ie **TD** comand• sc•derea presiunii de supraalimentare pe un circuit electric direct, care blochez• ventilul de golire •i deschide ventilul de umplere. Algoritmul de interpretare a informa•iilor generate de c•tre traductoarele de presiune precum •i algoritmul de întrerupere a detona•iei sunt relativ simple •i pot fi implementate comod cu circuite analogice. În condi•ia în care s-a cceptat o oscila•ie a presiunii de supraalimentare maxim• vârf la vârf de 0,1 Bar (nesesizabil• în comportarea vehiculului) s-a ob•inut relativ simplu un regim de acordare în care la mersul cu vitez• stabilizat•, electroventilele realizeaz• o manevr• la 3-4 secunde. În mod evident pot fi utilizate electroventile obi•nuite care sunt mult mai ieftine decât ventilul modulator. Singurul element suplimentar al sistemului de control electronic este traductorul de presiune **TPI**, celelalte traductoare reg•sindu-se în mod normal în componen•a sistemului de gestiune electronic• a motorului.

6.4.2. Supapa waste-gate cu trei presiuni

Pentru aplicaţii la care fiabilitatea sistemului de control al supraalimentării este mult mai importantă în comparaţie cu gama sau precizia de reglaj, a fost concepută supapa regulatoare waste-gate cu trei presiuni. Este cazul competiţiilor de anduranţă desfăşurate pe perioade lungi în condiţii de solicitări extreme unde operaţiile de întreţinere nu sunt posibile.

Din acest motiv s-a renunțat la o gamă de reglaj continuă în favoarea posibilității de funcționare numai cu trei presiuni relativ fixe, dispozitivul electronic de control a fost simplificat până la o variantă extrem de simplă (analogică) iar numărul de manevre ale dispozitivelor electropneumatice a fost redus la minimum necesar.

De asemenea s-a ținut cont şi de faptul că pentru acest tip de aplicație este posibil ca sistemul de alimentare cu benzină gestionat electronic să fie înlocuit de mai puțin performantul dar mai fiabilul carburator.

Astfel dintre facilitățile traductoarelor specifice sistemelor de gestiune electronică a fost utilizată numai informația generată de traductorul de detonație în absența căreia fiabilitatea întregului motor poate fi serios penalizată.

În Fig.(6-14) este prezentată principial supapa waste-gate cu trei presiuni.

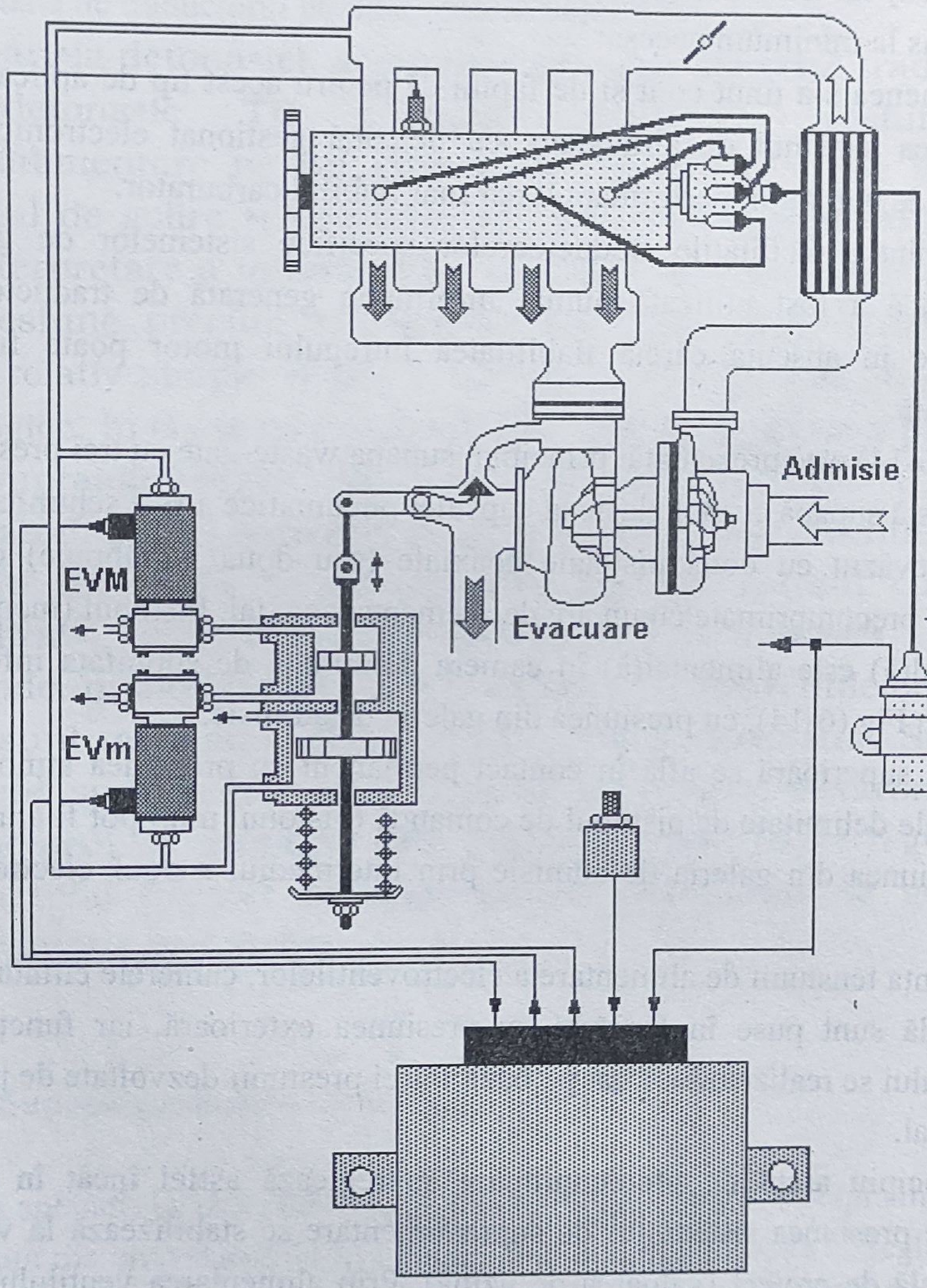
La această supapă corpul clasic al capsulei pneumatice a fost schimbat cu un corp prevăzut cu două pistoane coaxiale (sau două membrane) cu raze diferite, precomprimate cu un arc de asemenea coaxial. Pistonul (membrana) principal(ă) este alimentat(ă) în camera delimitată de suprafața inferioară, conform Fig.(6-14), cu presiunea din galeria de admisie.

Camera superioară se află în contact permanent cu presiunea atmosferică. Camerele delimitate de pistonul de comandă (pistonul mic) pot fi alimentate cu presiunea din galeria de admisie prin intermediul a două electroventile clasice.

În absența tensiunii de alimentare a electroventilelor, camerele cilindrului de comandă sunt puse în legătură cu presiunea exterioară, iar funcționarea sistemului se realizează numai pe baza forței presiunii dezvoltate de pistonul principal.

În principiu arcul de precomprimare se reglează astfel încât în această situație presiunea sistemului de supraalimentare se stabilizează la valoarea nominală de proiect (valoarea de uzină). Prin alimentarea ventilului **EVM** (care alimentează camera superioară a cilindrului de comandă) se realizează o forță asupra tijei supapei waste-gate în sens invers față de forța generată de

pistonul principal. Astfel se poate comanda stabilizarea sistemului de supraalimentare la o presiune mai mare decât presiunea nominală.



© CGC **Fig. (6 - 14)** Supapa waste-gate cu trei presiuni

Prin alimentarea **EVm** forța dezvoltată de pistonul de comandă are același sens cu forța dezvoltată de pistonul principal iar supapa waste-gate se va deschide la o presiune de supraalimentare mai mică. În acest mod se pot realiza trei presiuni distincte de autostabilizare a presiunii de lucru a sistemului de supraalimentare.

În cazul concret al unui motor cu presiunea de supraalimentare de 0,75 bar, prin realizarea cilindrului principal cu rază dublă față de raza cilindrului de comandă se obțin suplimentar presiunile de autostabilizare de 1 bar şi de 0,6 bar.

Pentru acest caz, presiunea de 1 bar poate fi utilizată în aproximativ 70% din plaja centrală de turație. Astfel după ce motorul depăşeşte 2000-2200 rot/min ventilul **EVM** este alimentat de către dispozitivul de control electronic, iar presiunea de supraalimentare creşte la valoarea de 1 bar.

Sub această limită de turație, alimentarea **EVM** poate conduce la depăşirea zonei de pompaj a compresorului şi apariția efectelor specifice (negative) în funcționare.

În zona de turații ridicate a motorului alimentarea **EVM** este întreruptă pentru a nu se depăşi solicitările mecanice şi termice admisibile în motor.

În cazul solicitărilor intense de lungă durată frecvența de apariție a arderii detonante creşte iar metoda de micşorare a avansului în scopul întreruperii detonației devine mai puțin eficientă.

Din acest motiv pentru întreruperea regimului de ardere detonantă este preferată metoda cu eficiența cea mai ridicată care constă în micşorarea presiunii de supraalimentare. În acest scop este alimentat separat **EVm**.

În cazul în care detonația apare la funcționarea cu presiunea de 1 bar, prin alimentarea **EVm** se anulează efectul alimentării **EVM** (presiunea devine egală pe ambele fețe ale pistonului de comandă) iar presiunea de supraalimentare scade la valoarea nominală.

La extremitățile plajei de turație sau în cazul unei detonații intense, presiunea este coborâtă sub valoarea nominală, cu efect rapid în întreruperea arderii detonante, obținut inclusiv prin micşorarea regimului termic al camerei de ardere.

Dispozitivul de control electronic poate fi comandat direct de către un comutator plasat în habitaclu prin care se pot selecta mai multe regimuri de funcționare complet diferite, însă simplu de realizat.

Astfel prin alimentarea permanentă a **EVm** şi anularea permanentă a comenzii **EVM** se obține regimul de funcționare pentru utilizarea benzinelor cu cifră octanică necorespunzătoare. Pentru acest regim presiunea de supraalimentare este menținută la valoare de 0,6 bar în toată plaja de turație.

Prin comanda după turație a **EVM** şi alimentarea permanentă a **EVm** se obține regimul de funcționare economică. Practic presiunea de supraalimentare ajunge la valoarea nominală numai în zona centrală a plajei de turație a motorului. S-a constatat că acest regim poate fi realizat în cea mai mare parte fără îmbogățirea amestecului introdus în cilindrii. În acest mod se poate realiza o economie importantă de carburant (până la 20%) în condițiile unei diminuări limitate ale performanțelor dinamice ale motorului.

Regimul de putere standard se obține prin anularea comenzii **EVM**.

Regimul dinamic maxim se obține prin funcționarea dedicată a dispozitivului electronic de comandă.

Poziția extremă a comutatorului selectează regimul de anulare a tuturor protecțiilor (regim de scurtă durată specific competițiilor) în care este acceptată apariția unor solicitări extreme.

6.4.3. Comanda binară a supapei waste-gate

Controlul binar al waste-gate a fost conceput pentru sistemele de supraalimentare parametrică care necesită atât o gamă de reglaj importantă cât şi o fiabilitatea ridicată.

Din analiza funcționării electroventilelor a reieşit că elementele cele mai supuse la uzură sunt garniturile şi etanşările din cauciuc sau din materiale asemănătoare. Chiar şi în cazul în care numărul de manevre este optimizat şi limitat la strictul necesar, fiabilitatea acestora nu ajunge la nivelul celorlalte elemente ale sistemului de supraalimentare.

Această situaţie apare în primul rând, din cauza faptului că elementele din cauciuc suferă o îmbătrânire suficient de rapidă în condiţiile specifice de funcţionare în compartimentul motor.

Din acest motiv pentru acestă soluţie s-a renunţat conceptual la etanşările şi garniturile de cauciuc şi s-a preluat din construcţia electroventilelor numai ansamblul electromagnetului de acţionare care prezintă o fiabilitate convenabilă.

Un alt criteriu conceptual, a fost faptul că reglajul presiunii este necesar în general numai în treimea superioară a plajei de funcţionare.

Cel mai important criteriu care a generat soluţia finală, este legat de observaţia (realizată pe suficiente motoare diferite) că variaţii ale presiunii de supraalimentare în limita de 0,1 - 0,12 bar sunt greu sesizabile şi nu au efecte negative asupra stilului de pilotaj.

Din acest motiv s-a adoptat soluţia unui reglaj discret, realizat însă cu un număr convenabil de trepte de presiune suficient de fine, astfel încât, comportarea generală a sistemului de supraalimentare să devină analoagă cu aceea a unui sistem la care reglajul este realizat continuu.

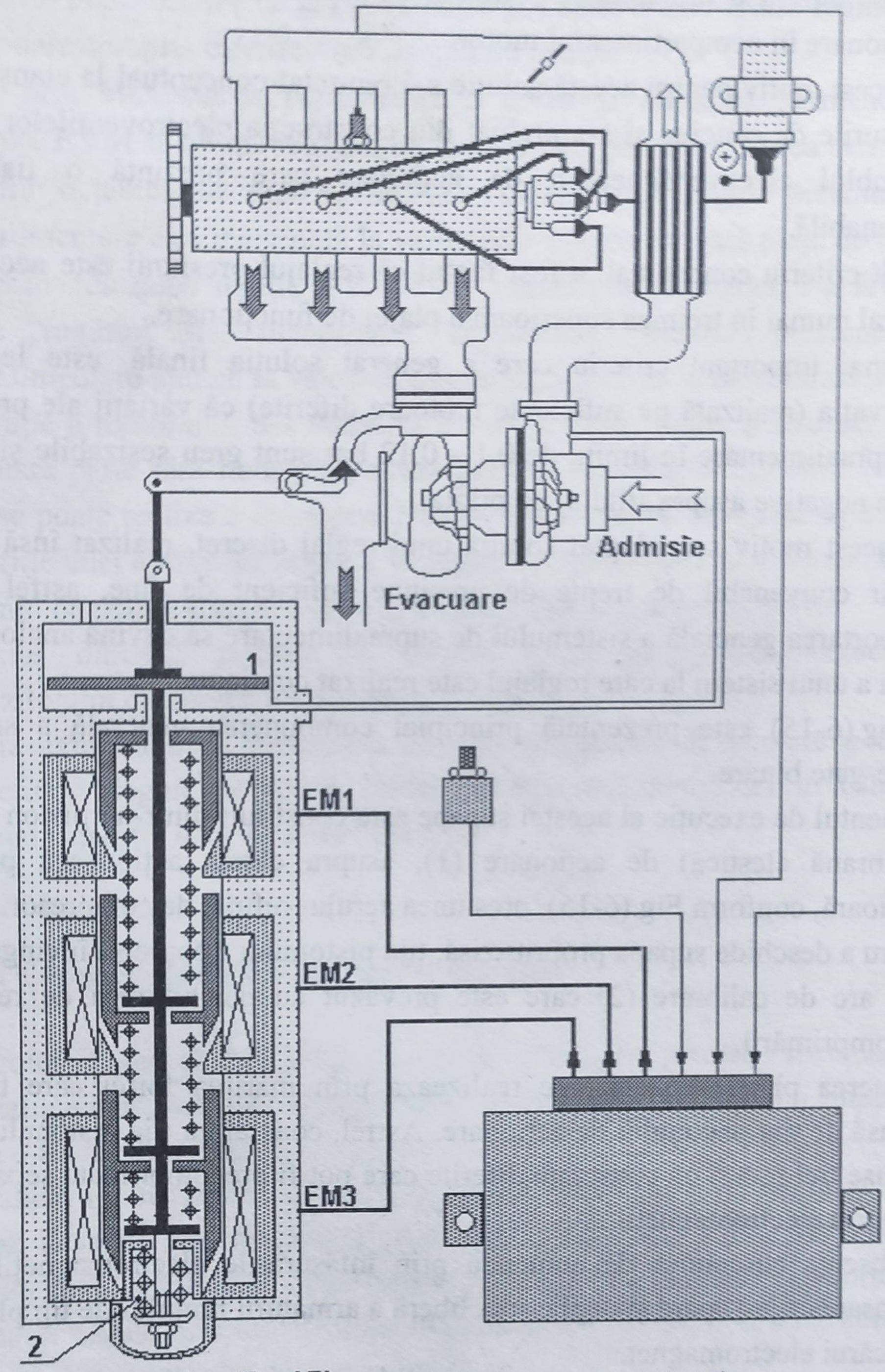
În Fig.(6-15) este prezentată principial compunerea generală a supapei waste-gate binare.

Elementul de execuţie al acestei supape este constituit dintr-un piston (sau o membrană elestică) de acţionare (1), asupra căreia acţionează pe faţa inferioară, conform Fig.(6-15), presiunea aerului refulat de compresor.

Pentru a deschide supapa propriu-zisă, tija pistonului trebuie să învingă forţa unui arc de calibrare (2) care este prevăzut cu posibilitatea de reglaj a precomprimării.

Obţinerea plajei de reglaj se realizează prin mărirea forţei care trebuie învinsă de tija pistonului de acţionare. Astfel, coaxial cu tija pistonului sunt dispuse trei arcuri cu constante diferite care pot fi precomprimate separat de către trei electromagneţi.

În absenţa curentului de comandă prin înfăşurările electromagneţilor, la deplasarea tijei, apare şi deplasarea liberă a armăturii mobile (de tip plonjor) a fiecărui electromagnet.



© CGC **Fig. (6 - 15)** Controlul binar al supapei waste-gate

Electromagneţii sunt astfel dimensionaţi încât arcul corespunzător fiecăruia poate fi comprimat individual inclusiv la valoarea maximă a întrefierului, atunci când înfăşurarea este parcursă de curentul corespunzător de comandă. Pentru realizarea unei succesiuni liniare de valori de reglaj, constanta arcurilor este dimensionată în proporţie geometrică. Astfel arcul electromagnetului **EM1** are constanta elastică de două ori mai mică decât cea arcului **EM2** şi de patru ori mai mică decât cea a arcului **EM3**.

Pentru implementarea practică a proporţiei geometrice între constantele elastice ale arcurilor există mai multe posibilităţi, una dintre cele mai comode fiind păstrarea comună a tuturor parametrilor arcurilor, cu excepţia numărului de spire. Astfel arcul electromagnetului **EM1** are un număr de spire de patru ori mai mare decât numărul de spire ale arcului electromagnetului **EM3** şi de două ori mai mare decât numărul de spire ale electromagnetului **EM2**. În practică există şi posibilitatea utilizării pentru **EM1** a patru arcuri înseriate de tipul celui folosit la **EM3**.

În Fig.(6-16) este prezentat tabelul combinaţiilor de comandă ale unei supape waste-gate binare la care presiunea minimă, reglată prin arcul (2), este de 0,7 Bar.

În mod evident sistemul prezentat permite realizarea unei supraalimentări parametrice cu reglajul impus al presiunii de supraalimentare în jumătatea superioară a plajei de presiuni.

În cazul utilizării supapei waste-gate binare, pentru realizarea unui sistem de supraalimentarea parametrică de extremă performanţă, (din clasa celor care au fost utilizate în F1) se mai poate introduce încă un electromagnet al cărui arc are o constantă de două ori mai mare decât cel al lui **EM3**, sau de opt ori mai mare decât arcul **EM1**. În acest mod este posibil un reglaj în trepte de 0,1 bar într-o plaja de 1,5 bar, suficient pentru a fi utilizat convenabil la orice motor cunoscut în prezent. În mod asemănător ca la supapa waste-gate cu trei presiuni, sistemul binar asigură o stabilitate naturală a presiunii de supraalimentare.

Din acest motiv sistemul electronic de comandă realizează numai combinaţia electromagneţilor în funcţie de turaţia motorului, la care se

adaugă funcţiile de protecţie şi/sau modificare a performanţelor.
În cazul în care sistemul electronic de comandă este realizat cu tehnică digitală, interfaţarea cu electromagneţii devine mai simplă, contribuind şi în acest mod la simplificarea întregului sistem.

COMBINAŢIILE ELECTROMAGNEŢILOR EM1	EM2	EM3	Presiune [Bar]
0	0	0	0,7
1	0	0	0,8
0	1	0	0,9
1	1	0	1,0
0	0	1	1,1
1	0	1	1,2
0	1	1	1,3
1	1	1	1,4

0=electromagnet nealimentat
1=electromagnet alimentat

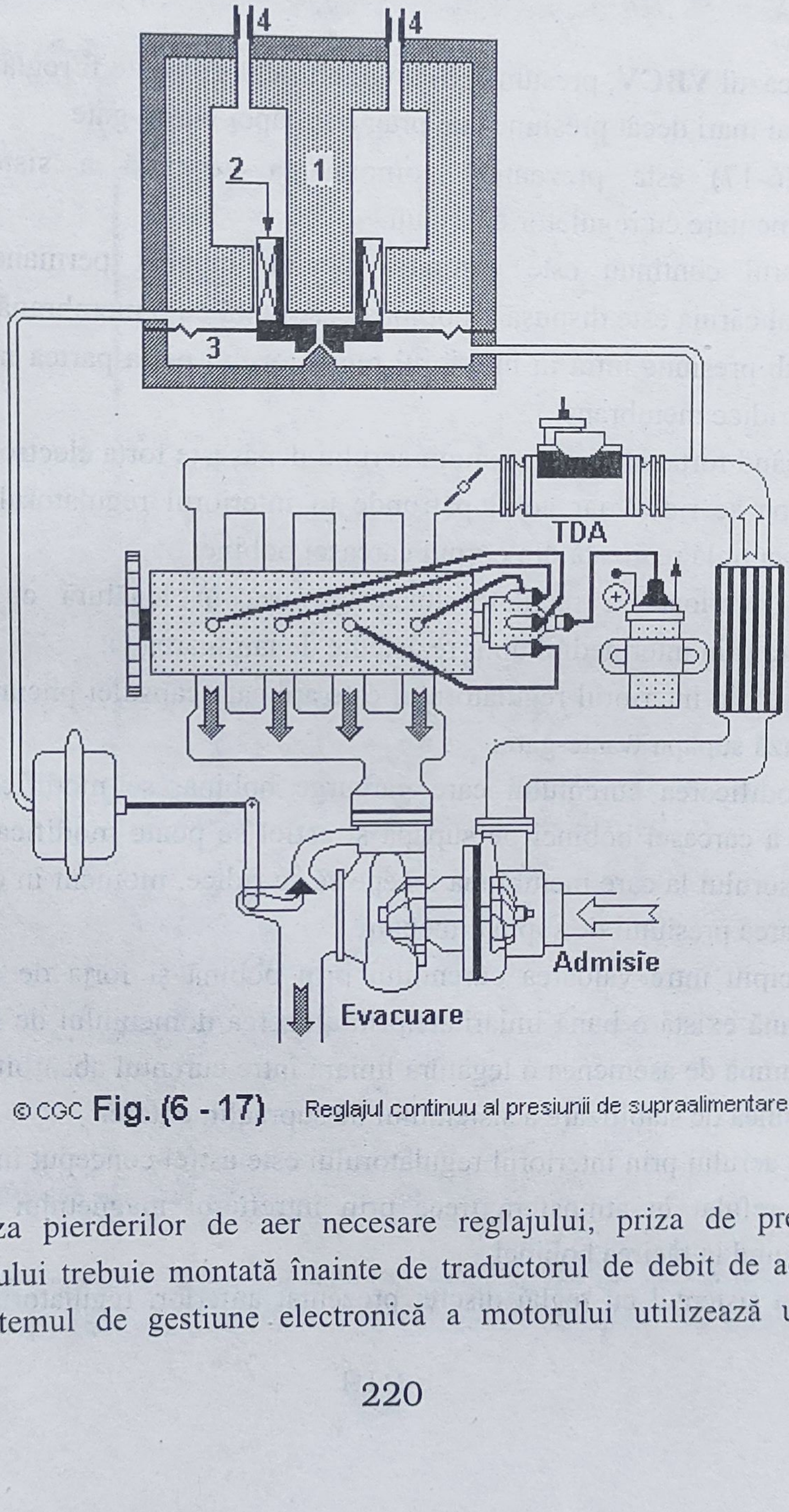
© CGC **Fig. (6 - 16)** Combinaţiile electromagneţilor

6.4.4. Regulatorul continuu

Regulatorul continuu al presiunii de supraalimentare a fost conceput ca o dezvoltare a sistemului **VBCV** (prezentat în subcapitolul 6.1), la care s-a

schimbat arcul de precomprimare cu un sistem electromagnetic.
Prin această modificare s-a urmărit realizarea unei precomprimări controlate electric şi implicit controlul presiunii de supraalimentare prin comandă electrică.
Ca şi în cazul **VBCV**, presiunea de supraalimentare poate fi reglată numai la valori mai mari decât presiunea de prag a supapei waste-gate.
În Fig.(6-17) este prezentată compunerea generală a sistemului de supraalimentare cu regulator continuu.
Regulatorul continuu este compus dintr-un magnet permanent (1) în întrefierul căruia este dispusă o bobină (2) solitară cu o membrană (3).
Aerul sub presiune intră în interiorul regulatorului pe la partea inferioară şi tinde să ridice membrana.
Atunci când forța datorată presiunii aerului depăşeşte forța electromagnetică, membrana se ridică iar aerul pătrunde în interiorul regulatorului printr-o supapă centrală realizată din corpul carcasei bobinei.
Camera interioară a regulatorului este pusă în legătură cu presiunea exterioara prin intermediul unor rezistențe de laminare.(4).
Presiunea din interiorul regulatorului este aplicată capsulei pneumatice care acționează supapa waste-gate.
Prin modificarea curentului care parcurge bobina, se modifică forța de apăsare a carcasei bobinei pe supapă şi astfel se poate modifica presiunea compresorului la care membrana începe să se ridice, moment în care începe stabilizarea presiunii de supraalimentare.
În principiu între valoarea curentului prin bobină şi forța de apăsare pe membrană există o bună liniaritate,prin alegerea domeniului de lucru, ceea ce înseamnă de asemenea o legătură liniară între curentul absorbit de bobină şi presiunea de stabilizare a sistemului de supraalimentare.
Traseul aerului prin interiorul regulatorului este astfel conceput încât debitul de aer refulat în atmosferă trece prin întrefierul magnetului permanent contribuind la răcirea bobinei.
Ca şi la sistemul cu reglaj discret prezentat anterior, regulatorul continuu

prezintă o caracteristică de stabilitate naturală.



© CGC **Fig. (6 - 17)** Reglajul continuu al presiunii de supraalimentare

Din cauza pierderilor de aer necesare reglajului, priza de presiune a regulatorului trebuie montată înainte de traductorul de debit de aer **TDA**. Dacă sistemul de gestiune electronică a motorului utilizează un **TDA**

nepresurizat montat pe conducta de aspirație a compresorului, atunci este necesară colectarea pierderilor de aer şi întoarcerea acestora în sistemul de supraalimentare imediat după **TDA**. (Această variantă este cea mai des întâlnită)

6.4.5. Controlul direct al supapei waste-gate.

Soluțiile prezentate anterior se încadrează în totalitate în clasa acționărilor electropneumatice. Din punct de vedere principial, pentru acest tip de aplicație, acționarea electropneumatică are două dezavantaje.

Primul dezavantaj constă în faptul că în absența presiunii generate de compresor controlul nu este posibil. Această situație apare în cazul regimurilor de sarcini parțiale coborâte unde este posibil ca funcționarea să aibă loc cu presiune negativă în colectorul de admisie.

Statistica arată că în cea mai mare parte a aplicațiilor, regimurile de sarcini parțiale coborâte reprezintă mai mult de jumătate din timpul de funcționare al unui motor supraalimentat.

În general automobilele echipate cu astfel de motoare pentru o deplasare cu 120 km/h utilizează o cincime sau o şesime din puterea maximă a motorului.

În condițiile arătate (în care sistemele de control electropneumatic sunt ineficiente), este evident că gestionarea sarcinilor parțiale joase devine foarte importantă din punctul de vedere al consumului de carburant şi al emisiilor poluante.

Un al doilea dezavantaj constă în faptul că sistemele de control utilizează informații şi elaborează semnale de comandă, sub forma unor mărimi electrice, care pentru a fi aplicate sistemului (mecanic) controlat sunt convertite în mărimi pneumatice.

Conversia pneumatică introduce un element suplimentar care reduce precizia, fiabilitatea şi stabilitatea sistemului.

În principiu conversia pneumatica nu este un element necesar în bucla de

reacţie şi (mai) este păstrată datorită concepţiei iniţiale de regulator pneumatic a supapei waste-gate.

În Fig.(6-18) este prezentată structura principială a unui sistem de acţionare a supapei waste-gate care converteşte mărimile de comandă electrice direct în mărime de execuţie mecanică.

Ca element de acţionare este utilizat un electromagnet de curent continuu (1) care are ca sarcină atât supapa waste-gate (2) cât şi un arc de rapel (3). Din punct de vedere al poziţionării, sistemul electromagnet-arc nu are stabilitate naturală şi pentru această aplicaţie este necesară realizarea unei stabilităţi artificiale.

Pentru poziţionarea armăturii mobile (de tip plonjor) în corpul dispozitivului de acţionare este introdus un regulator electronic de poziţie (4) situat la partea inferioară.

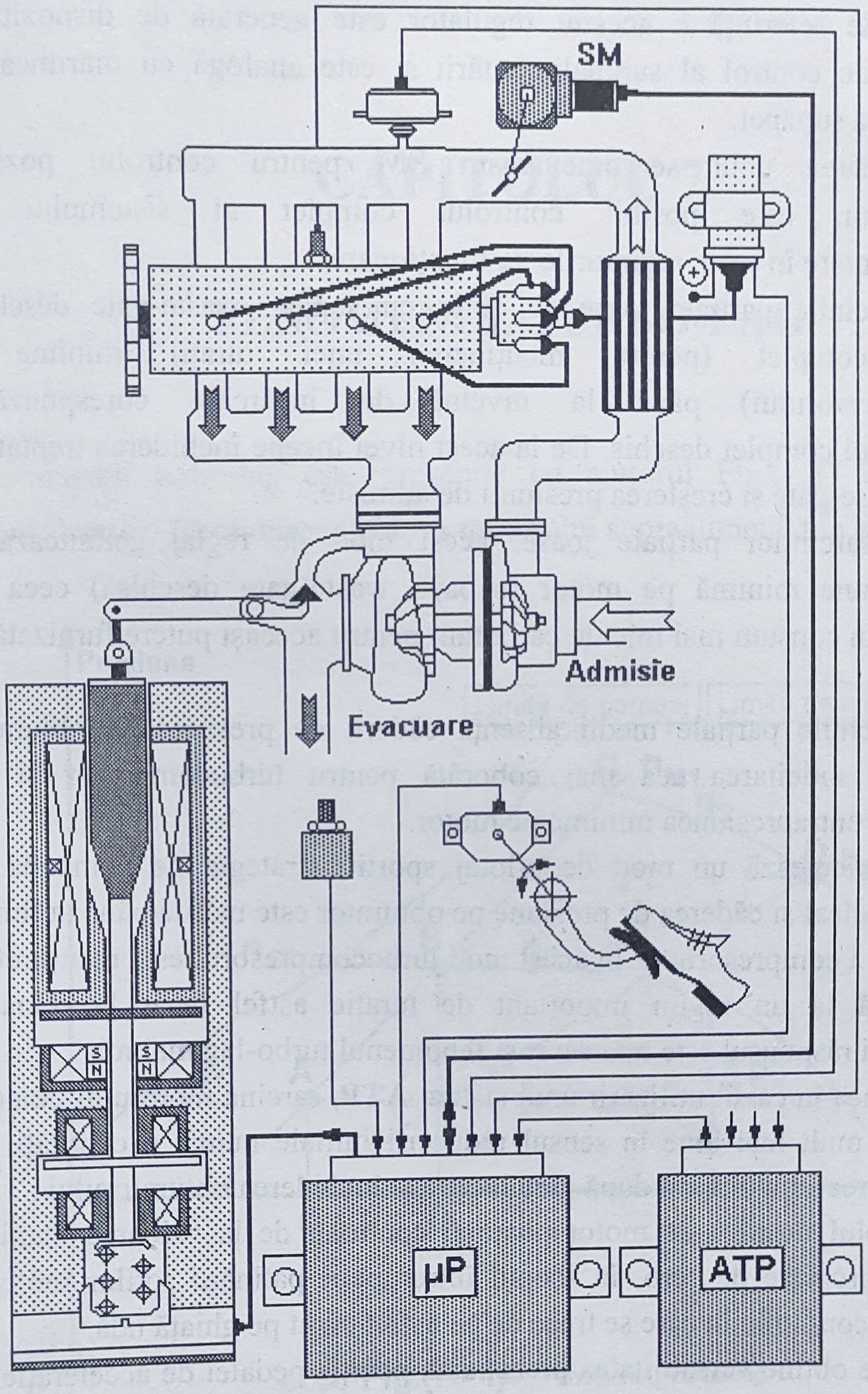
Regulatorul de poziţie are ca mărimi de intrare mărimea întrefierului, viteza de deplasare a armăturii mobile şi viteza de variaţie a fluxului magnetic.

Valoarea întrefierului este măsurată cu un traductor de întrefier (5) realizat cu două bobine de înaltă frecvenţă fixe între care este dispus un disc de aluminiu solidar cu armătura mobilă.

Prin deplasarea discului reluctanţele celor două bobine se modifică, producând modificări ale unor parametrii electrici din circuitele de înaltă frecvenţă a celor două bobine, modificări care sunt convertite de circuite specializate în semnal electric proporţional cu mărimea întrefierului.

Viteza de deplasare a armăturii mobile este determinată de un traductor de viteză (6) realizat dintr-o bobină fixă excitată de un magnet permanent şi de un disc feromagnetic solidar cu armătura mobilă.

Prin deplasarea discului în faţa bobinei, liniile de câmp ale magnetului permanent se modifică şi astfel prin bobină apare o variaţie de flux. Tensiunea care se induce în bobină este proporţională cu viteza de variaţie a fluxului şi implicit cu viteza de deplasare axială a discului feromagnetic. Variaţia fluxului prin circuitul magnetic al electromagnetului este determinată cu ajutorul unei înfăşurări de măsură (7) realizată coaxial cu circuitul magnetic.



© CGC **Fig. (6 - 18)** Acţionarea directă a supapei waste-gate

Mărimea de referinţă a acestui regulator este generată de dispozitivul electronic de control al supraalimentării şi este analogă cu mărimea de deschidere a supapei.

Prin utilizarea unui servomevanism **SM** pentru controlul poziţiei obturatorului, este posibil controlul complet al sistemului de supraalimentare în toate regimurile de funcţionare.

Astfel, sarcinile parţiale joase se obţin cu supapa waste-gate deschisă aproape complet (pentru menţinerea unei turaţii minime a turbocompresorului) până la nivelul de încărcare corespunzător obturatorului complet deschis. De la acest nivel începe închiderea treptată a supapei wase-gate şi creşterea presiunii de admisie.

În cazul sarcinilor parţiale joase, acest mod de reglaj garantează o contrapresiune minimă pe motor (supapa waste-gate deschisă) ceea ce înseamnă un consum mai mic de carburant pentru aceeaşi putere furnizată la arbore.

Pentru sarcinile parţiale medii absenţa căderii de presiune pe obturator garantează solicitarea cea mai coborâtă pentru turbocompresor şi de asemenea contrapresiunea minimă pe motor.

Dacă se selectează un mod de pilotaj sportiv strategia de comandă se schimbă radical şi căderea de presiune pe obturator este mărită până la limita de pompaj a compresorului. În acest mod turbocompresorul este menţinut în permanenţă la un regim important de turaţie astfel încât la reluarea acceleraţiei răspunsul este mai scurt şi fenomenul turbo-lag mai mic.

De asemenea în cazul utilizării unui sistem **ATP**, sarcina motorului poate fi controlată mult mai bine în sensul reducerii iniţiale numai a cantităţii de gaze care trec prin turbină după care începe şi închiderea obturatorului.

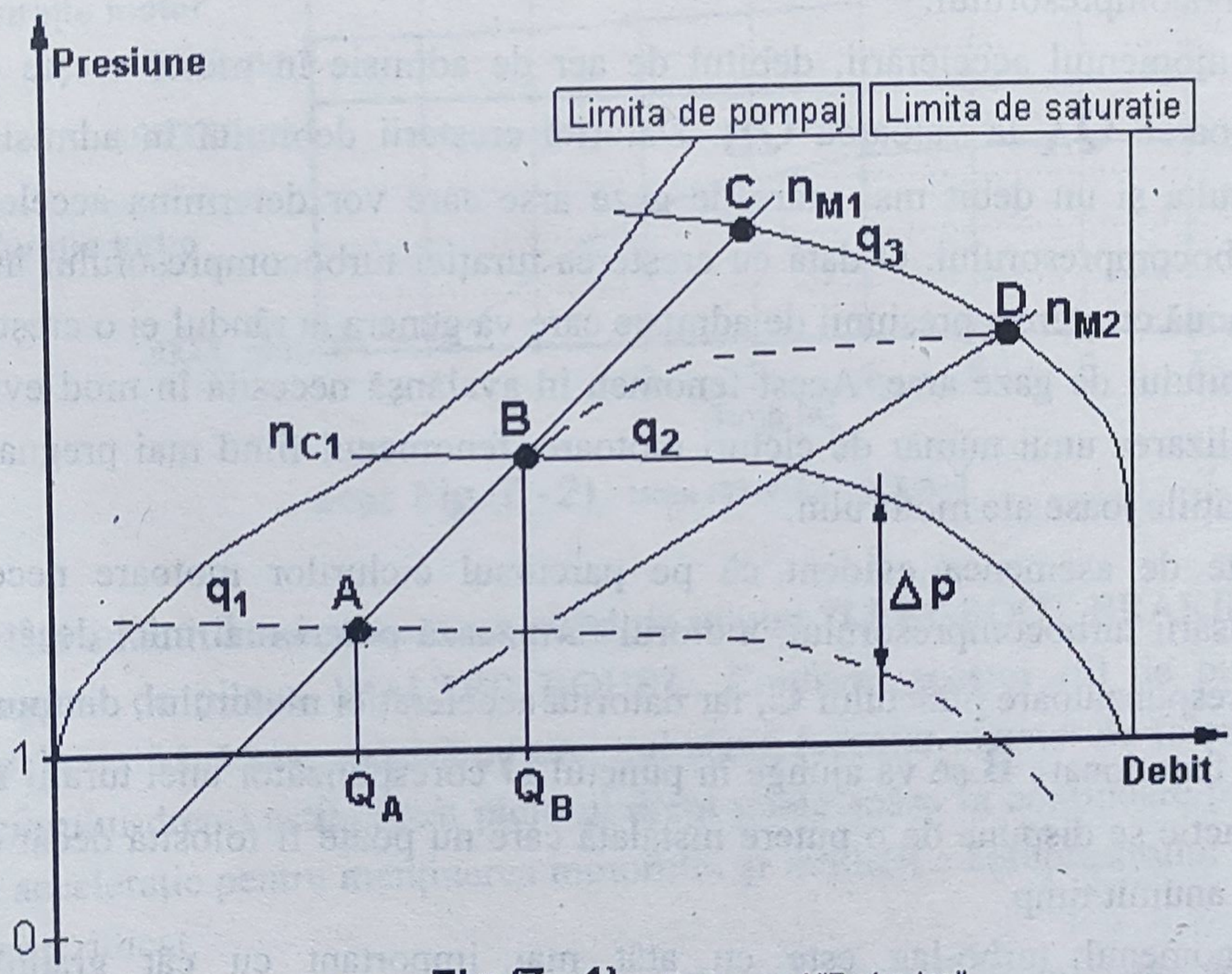
Astfel cuplul furnizat de motor poate fi controlat de la valoarea maximă până în apropiere de zero, în scopul întreruperii patinării roţilor motoare chiar şi în condiţiile în care se trece de pe asfalt curat pe ghiaţă udă.

Pentru a se obţine versatilitatea prezentată, poziţia pedalei de acceleraţie nu controlează direct poziţia obturatorului şi este numai utilizată ca mărime de comandă în sistemul de gestiune electronică.

CAPITOLUL 7

FENOMENUL TURBO-LAG

Fenomenul turbo-lag este prezentat cu ajutorul Fig.(7-1) în care este considerată o funcţionare stabilă a motorului supraalimentat în punctul **A**.



©CGC **Fig.(7 - 1)** Fenomenul "Turbo-lag"

Poziţia punctului **A** este determinată de intersecţia caracteristicii de umplere

a motorului la turația $\mathbf{n_{M1}}$ cu caracteristica de presiune **q1**. În acest punct, turbocompresorul se roteşte cu o turație $\mathbf{n_{C1}}$ căreia îi corespunde caracteristica **q2**. Caracteristica **q1** se obține din caracteristica **q2** printr-o cădere de presiune $\Delta \mathbf{p}$ realizată de către obturator care este deschis parțial (corespunzător sarcinilor parțiale).

În momentul în care începe accelerația, obturatorul se deschide complet iar $\Delta \mathbf{p}$ devine zero. Din cauza faptului că atât turbocompresorul cât şi motorul nu pot accelera instantaneu, funcționarea se mută în punctul **B**.

Puterea maximă care se poate obține la turația $\mathbf{n_{M1}}$ corespunde punctului **C**, aflat la intersecția caracteristicii de umplere $\mathbf{n_{M1}}$ cu caracteristica de presiune **q3**, corespunzătoare turației maxime admisibile a turbocompresorului.

În momentul accelerării, debitul de aer de admisie în motor creşte de la valoarea $\mathbf{Q_A}$ la valoarea $\mathbf{Q_B}$. Datorită creşterii debitului în admisie, va rezulta şi un debit mai mare de gaze arse care vor determina accelerarea turbocompresorului. O dată cu creşterea turației turbocompresorului începe o nouă creştere a presiunii de admisie care va genera la rândul ei o creştere a debitului de gaze arse. Acest fenomen în avalanşă necesită în mod evident realizarea unui număr de cicluri motoare, fenomenul fiind mai pregnant la turațiile joase ale motorului.

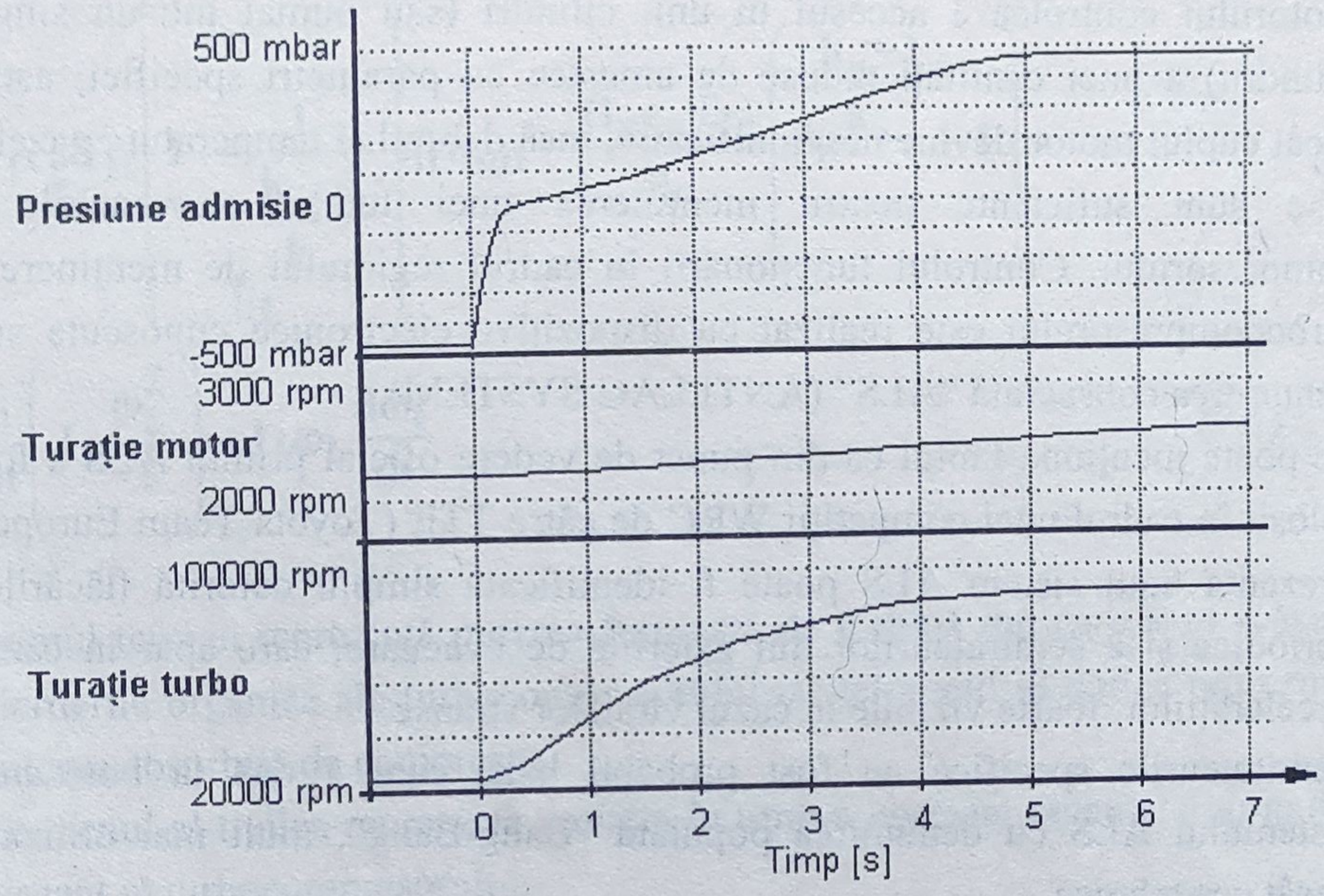
Este de asemenea evident că pe parcursul ciclurilor motoare necesare lansării turbocompresorului, motorul furnizează puteri mai mici decât cele corespunzătoare punctului **C**, iar datorită accelerației motorului, din punctul de funcționare **B** se va ajunge în punctul **D** corespunzător unei turații $\mathbf{n_{M2}}$. Practic se dispune de o putere instalată care nu poate fi folosită decât după un anumit timp.

Fenomenul turbo-lag este cu atât mai important cu cât gradul de supraalimentare al unui motor este mai mare şi cu cât dimensiunile turbocompresorului sunt mai mari.

În Fig. (7-2) este prezentată evoluția parametrilor principali în cazul

accelerării unui motor Renault de 1,6 litri. Determinarea este realizată începând cu parametrii de rulaj stabilizat ai automobilului.

În mod evident combaterea turbo-lag prin măsuri dedicate s-a aplicat mai întâi în domeniul competițional, piloții folosindu-şi la început propria imaginație pentru înlăturarea acestui dezavantaj.



©CGC **Fig.(7 - 2)** Motor RENAULT 1565 cm^3

Merită amintit în acest context, stilul de pilotaj "LEFT FOOT BRAKING", imaginat de pilotul WALTER ROHRL. Conform acestui stil de pilotaj, pedala de frână este apăsată cu piciorul stâng (contrar uzanței de folosire a piciorului drept) astfel încât piciorul drept poate apăsa în continuare pedala de accelerație pentru menținerea motorului şi implicit a compresorului la un regim ridicat.

Deşi în timp s-au imaginat câteva soluții care simplifică aplicarea acestei metode, numeroase accidente încă prezente în domeniul competițional atrag atenția cel puțin asupra unui aspect cu grad ridicat de periculozitate.

Astfel în timpul frânării, discurile de frână disipă pe lângă energia cinetică a vehiculului şi energia furnizată de motor, eficiența frânării scăzând în mod corespunzător. Şi din aceste motive, în ultimul timp s-au pus la punct metode strict tehnice care mențin compresorul la un nivel ridicat de turație pe perioada decelerațiilor.

În principiu, în timpul decelerației sistemele de injecție şi de aprindere ale motorului controlează accesul în unii cilindri (sau numai într-un singur cilindru) a unei cantități reduse de amestec cu parametri specifici, astfel încât cuplul motor devine nesemnificativ, însă debitul şi temperatura gazelor arse sunt suficiente pentru menținerea unei turații convenabile a compresorului. Controlul funcționării în cadrul regimului de menținere a turbocompresorului este realizat cu dispozitive electronice cunoscute sub denumirea consacrată "ALS" (ANTI LAG SYSTEM).

Se poate menționa faptul că din punct de vedere oficial primul ALS a fost folosit în cadrul unei competiții WRC de către TTE (Toyota Team Europe). Prezența unui sistem ALS poate fi identificată simplu datorită flăcărilor periodice şi a semirateurilor din galeriile de evacuare, care apar în cazul decelerațiilor, foarte vizibile în cazul virajelor strânse.

Semirateurile specifice au fost probabil baza care a dus la botezarea sistemului ALS cu denumirea populară "Bang-Bang", mult mai utilizată decât cea tehnică.

În prezent progresele remarcabile care au fost făcute în acest domeniu permit (cum ar fi în cazul Mitsubishi Post Combustion Control System) realizarea acestui regim de funcționare în condiții mult mai puțin zgomotoase (şi poluante).

Problematica aplicațiilor comerciale în care fenomenul turbo-lag este combătut în mod distinct diferă esențial de problematica domeniului competițional.

Astfel pentru aplicațiile comerciale nu poate fi pusă problema menținerii la o turație importantă a grupului de supraalimentare din cauza condițiilor specifice de utilizare.

Pentru acest domeniu fenomenul turbo-lag este combătut numai prin prisma

timpului de lansare necesar pentru trecerea turbocompresorului de la turația de mers în gol la turația de regim.

Metodele cunoscute pentru micşorarea acestui fenomen pot fi deduse din ecuația fundamentală a echilibrului puterilor în regim tranzitoriu 7.1, în care s-au folosit aceleaşi notații şi semnificații ca în ecuația 5.3.

$$G_t c_g T_{1t}\left(1-\frac{1}{\beta_t^{\frac{k_g-1}{k_g}}}\right)\eta_t\eta_{mt}-\frac{G_c c_a T_{1c}}{\eta_c}\left(\beta_c^{\frac{k_a-1}{k_a}}-1\right)=$$

$$\frac{d}{dt}\left(J_1\frac{\omega_t^2}{2}\right)=J_1\omega_t\frac{d\omega_t}{dt} \qquad (7.1)$$

Primul termen reprezintă puterea furnizată de turbină din care sunt scăzute pierderile organice ale turbocompresorului iar termenul al doilea reprezintă puterea absorbită de compresor.

Termenul al treilea reprezintă variația în timp a energiei cinetice a grupului turnant al turbocompresorului.

Energia cinetică a grupului turnant este proporțională cu accelerația care în mod evident va fi maximă atunci când şi diferența dintre puterea dezvoltată de turbină şi puterea absorbită de compresor va fi maximă.

Această diferență de putere reprezintă în esență puterea acceleratoare a turbocompresorului.

Conform ecuației 7.1, pentru a realiza timpi de accelerație a turbocompresorului cât mai mici sunt posibile două măsuri fundamentale: scăderea momentului de inerție a grupului turnant şi creşterea puterii acceleratoare.

Ambele variante pot fi implementate din punct de vedere practic printr-o multitudine de soluţii şi de regulă, în cazul sistemelor moderne de supraalimentare pentru creşterea eficienţei sunt combinate ambele principii.

7.1. MICŞORAREA MOMENTULUI DE INERŢIE

Modalitatea cea mai răspândită ca măsură conceptuală, în scopul diminuării fenomenului turbo-lag o reprezintă micşorarea momentului de inerţie a grupului turnant. În acest context sunt utilizate diverse soluţii constructive care formează două direcţii distincte de optimizare.

Prima direcţie este de factură tehnologică, cu aplicaţii în domeniul materialelor din care este construit grupul turnant şi în mod special turbina (elementul cu momentul de inerţie cel mai ridicat).

Metoda cea mai utilizată constă în folosirea unor materiale ceramice de regulă mai uşoare şi mai rezistente la temperatură decât materialele metalice, însă mai puţin rezistente la vibraţii şi mai dificil de echilibrat.

Cea de a doua direcţie urmăreşte micşorarea diametrelor turbinei şi compresorului, prin metode de studiu a curgerii gazodinamice, astfel încât în final să se obţină optimul dintre diametrele constructive şi regimul maxim de turaţie.

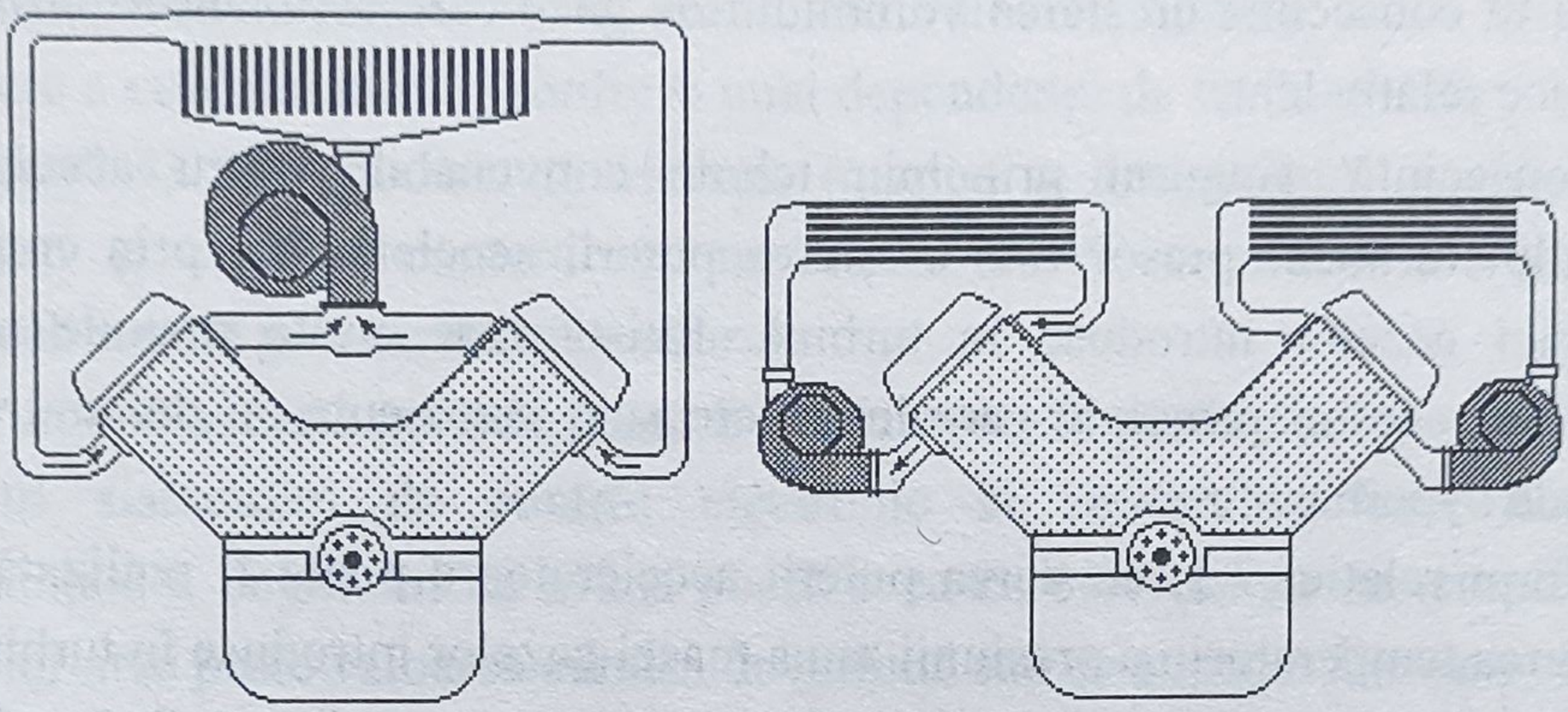
Micşorarea diametrelor se poate obţine şi prin metoda divizării, care este utilizată în mod special la motoarele cu peste 5 cilindri.

În Fig.(7-3) este prezentată divizarea turbocompresorului pentru un motor cu dispunerea cilindrilor în "V".

Prin utilizarea a două turbocompresoare mai mici în loc de un singur turbocompresor mai mare, în mod teoretic se poate reduce timpul de acceleraţie cu 40%. Acest câştig este posibil întrucât pentru condiţii identice de funcţionare, acceleraţia turbocompresorului este aproximativ invers proporţională cu dimensiunile.

Pentru varianta biturbo prezentată în Fig.(7-3) mai apare şi un alt avantaj legat de micşorarea volumului galeriei de evacuare şi utilizarea mai bună a

energiei gazelor arse (cap. 5) precum şi de posibilitatea de utilizare mai bună a volumului compartimentului motor. În acest context se poate remarca tendința actuală a constructorilor de automobile de a realiza motoare cu şase cilindri în "V" cu cilindree între doi şi trei litri în variantă biturbo.



©CGC **Fig.(7 - 3)** Divizarea turbocompresorului

Pentru motoarele de mare performanță este cunoscută supraalimentarea cu patru turbocompresoare denumită turbo-quad.

7.2. CREŞTEREA PUTERII ACCELERATOARE

Conform relației 7.1, sunt posibile din punct de vedere principial două căi pentru creşterea puterii acceleratoare.
Prima posibilitate constă în creşterea energiei gazelor introduse în turbină, iar cea dea a doua constă în micşorarea cuplului rezistent al compresorului. Micşorarea cuplului compresorului poate fi realizată relativ simplu, de exemplu, poate fi utilizat acelaşi ventil electromagnetic care realizează şuntarea compresorului (în cazul frânei de motor) şi pentru micşorarea temporară a sarcinii compresorului la începutul accelerației.

Testele realizate în scopul micşorării temporare a sarcinii compresorului au demonstrat că această metodă are eficacitate foarte redusă, iar aplicarea acesteia prin prisma rezultatelor nu se justifică.

Eficacitatea foarte redusă se explică în primul rând prin faptul că atunci când compresorul este şuntat, aportul de aer introdus în motor de către acesta este nul şi în consecință creşterea volumului de gaze care acționează turbina se produce relativ lent.

În consecință, singurul principiu tehnic convenabil pentru accelerarea grupului turbocompresor este creşterea puterii acceleratoare prin creşterea energiei gazelor introduse în turbină. Există mai multe metode pentru aplicarea acestui principiu care în genere sunt cunoscute cu denumirea de metode hyperbar.

Conform relației 7.1, creşterea puterii acceleratoare poate fi realizată prin creşterea temperaturii, a presiunii sau a masei gazelor introduse în turbină.

Creşterea masei gazelor introduse în turbină este o tehnică fără aplicații comerciale şi în general foarte rar utilizată.

Sunt cunoscute diferite soluții de implementare ale acestei tehnici dintre care probabil cea mai avansată a fost soluția experimentată la maşinile de F1 ale firmei Ferrari.

În principiu, pentru accelerarea turbocompresorului şi pentru menținerea acestuia la turații ridicate pe perioada decelerațiilor, în paralel cu turbocompresorul a fost utilizat un mic generator de gaze realizat la rândul său dintr-o turbină şi un compresor cu palete. În mod evident această soluție precum şi altele asemănătoare au aplicații exclusiv competiționale.

Pentru aplicațiile comerciale soluția care s-a impus a fost aceea de creştere a temperaturii (şi eventual a presiunii) gazelor evacuate de motor pentru o perioadă scurtă de timp (0,5-2 secunde) sacrificând pentru scurt timp cuplul motorului dar obținând timpi de accelerație globali mai buni.

7.2.1. Metoda sacrificiului parțial

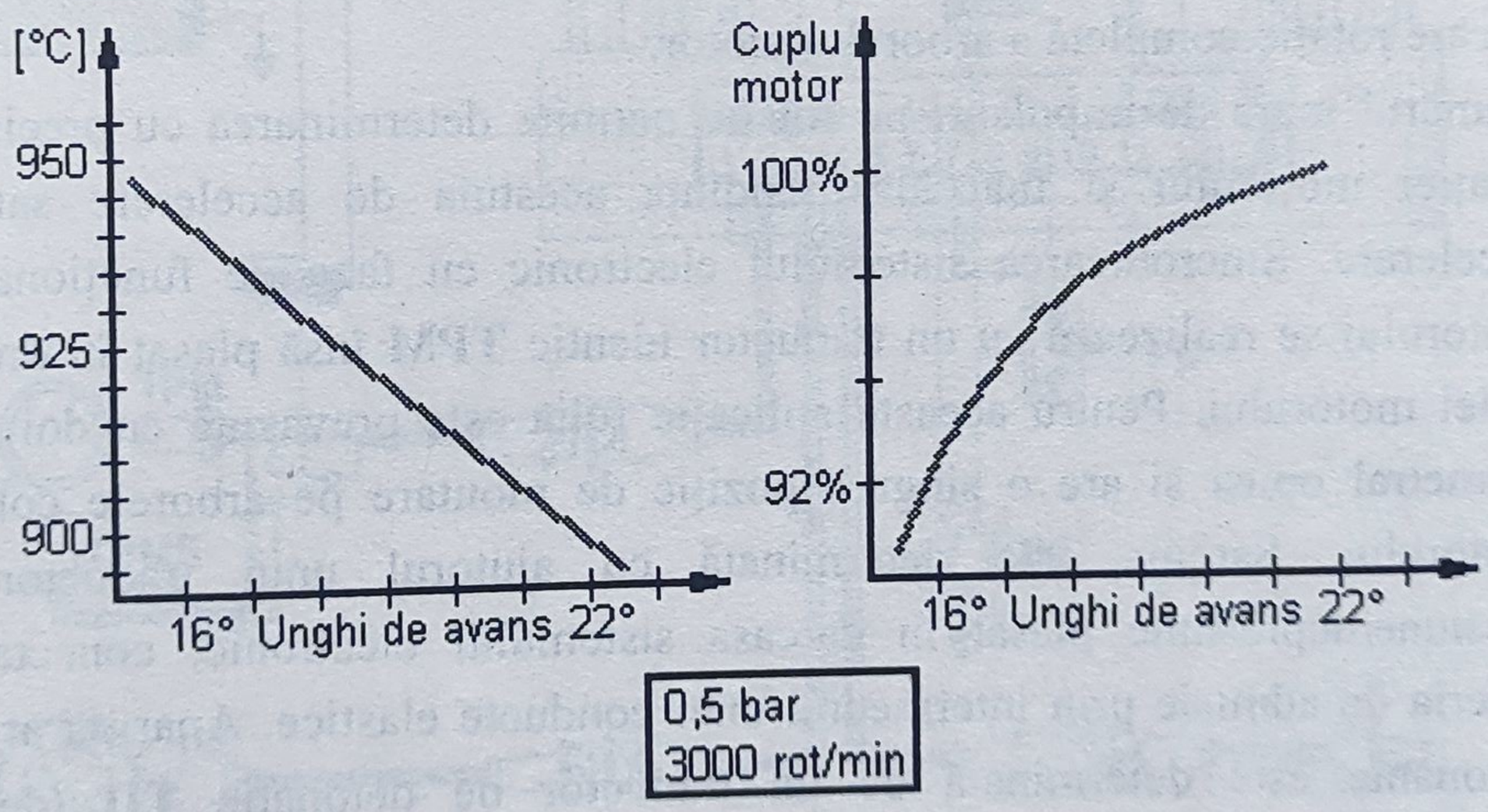
Metoda sacrificiului parţial realizează creşterea puterii acceleratoare a

turbocompresorului în principal prin creşterea temperaturii gazelor arse. Această metodă constă în micşorarea unghiului de avans pentru scurt timp sub valoarea optimă, în momentul accelerării forţate a turbocompresorului. Micşorarea unghiului de avans are ca efect imediat creşterea temperaturii gazelor evacuate din cilindri şi implicit creşterea energiei acestora.

Prin micşorarea unghiului de avans sub valoarea optimă apare însă şi o scădere a cuplului motor, conform unei dependenţe de tip "umbrelă".

În Fig.(7-4) sunt prezentate variaţia (medie) a temperaturii gazelor arse precum şi variaţia cuplului la un motor FIAT cu cilindreea de 2 l supraalimentat prin turbocompresor.

În principiu această metodă poate fi implementată relativ simplu numai prin soft-ul sistemului de control electronic al motorului, însă scăderea pronunţată a unghiului de avans poate avea ca efect creşterea temperaturii gazelor arse peste valoarea admisă de turbină sau de supape. Din acest motiv pentru motoarele de serie (mare) această metodă este rar aplicată.



©CGC **Fig.(7 - 4)** Influienţa unghiului de avans

Cu toate acestea, metoda poate fi generalizată întrucât datorită condiţiilor de

utilizare, o accelerație importantă nu poate să apară decât în urma unui regim corespunzător unor sarcini parțiale sau eventual unu regim de decelerare, în care temperatura turbinei și a camerei de ardere scade sub valoarea nominală.

În cele ce urmează, este descrisă o modalitate originală și simplă de implementare a acestei metode la sisteme de gestiune electronică care nu au fost prevăzute prin construcție cu această facilitate.

În Fig.(7-5) este prezentat modul de implementarea al acestei metode, realizat de autori în cazul unui motor echipat cu sistemul de aprindere Magneti Marelli Microplex asemănător funcțional cu sistemele BOSCH, HITACHI, etc. Centrala Microplex elaborează unghiul de avans (prin principiul tabelării) în funcție de informațiile provenite de la patru traductoare esențiale.

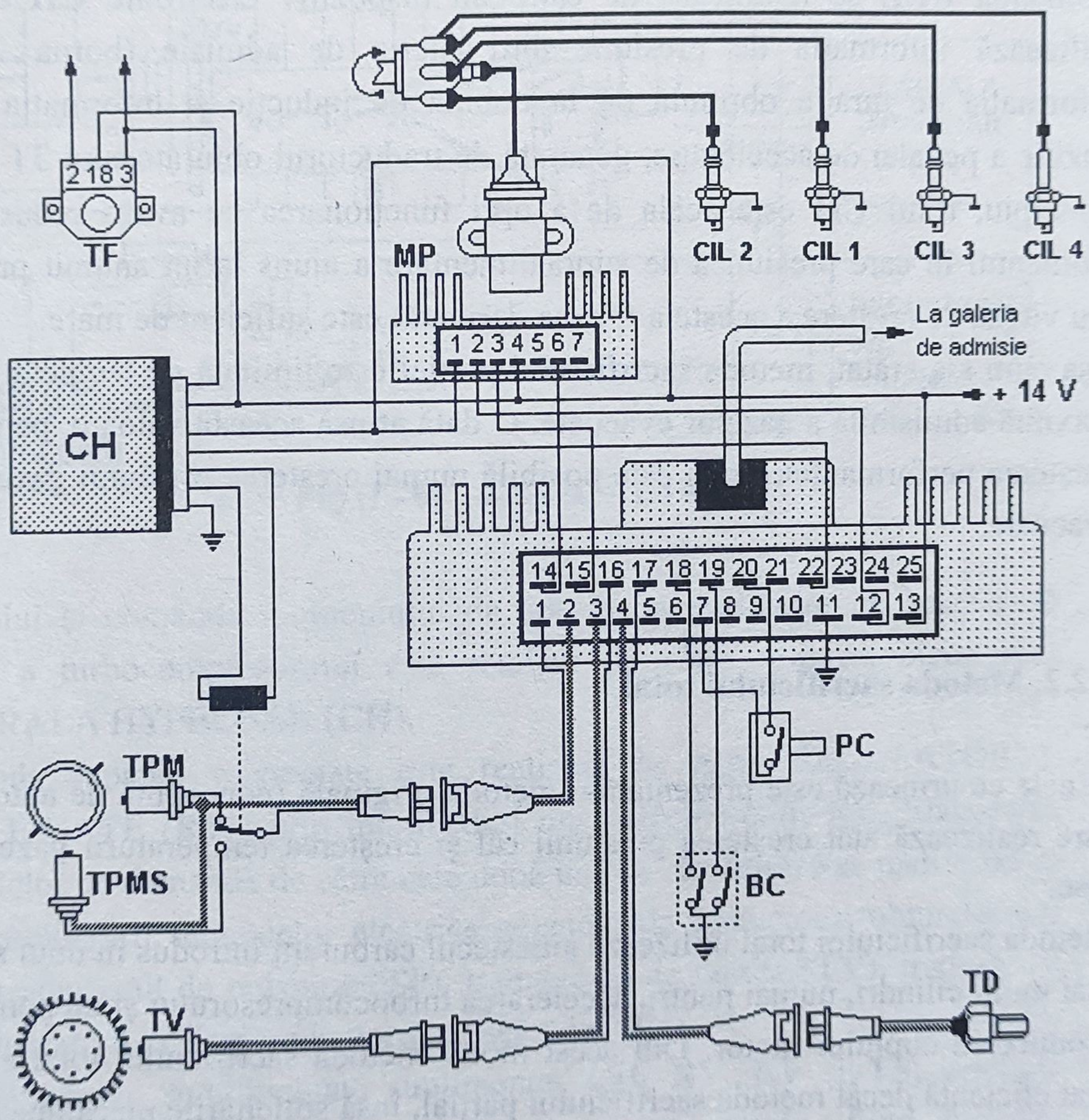
În acest scop turația motorului este determinată de către un traductor inductiv **TV** plasat în dreptul coroanei dințate montate pe volanta motorului. Trecerea fiecărui dinte al coroanei dințate prin fața traductorului **TV** generează un impuls electric, astfel încât se obțin 144 de impulsuri pentru fiecare rotație completă a arborelui motor.

Numărul mare de impulsuri pe rotație permite determinarea cu precizie a turației motorului și mai ales tendința acestuia de accelerare sau de decelerare. Sincronizarea sistemului electronic cu faza de funcționare a motorului se realizează cu un traductor identic **TPM** însă plasat în dreptul fuliei motorului. Pentru această aplicație fulia este prevăzută cu doi dinți diametral opuși și are o singură poziție de montare pe arborele cotit al motorului. Sarcina este determinată cu ajutorul unui traductor de presiune/depresiune plasat în carcasa sistemului electronic, conectat la galeria de admisie prin intermediul unei conducte elastice. Apariția arderii detonante este determinată de un traductor de detonație **TD** (de tip accelerometru) plasat pe chiulasa motorului.

Atunci când cifra octanică a benzinei este necorespunzătoare există și posibilitatea reducerii permanente a unghiului de avans prin intermediul unui bloc de contacte **BC**. Pentru siguranța funcționării, creșterea presiunii

de supraalimentare peste o limită admisibilă (+10%) este sesizată de presocontactul **PC** (ignition cut off) montat pe galeria de admisie.

Sistemul electronic digital controlează momentul de apariție al scânteii prin intermediul unui modul de putere **MP** comun cu bobina de inducție. Repartizarea scânteilor se realizează cu ajutorul unui distribuitor rotativ montat la capătul axei cu came.



©CGC **Fig.(7 - 5)** Metoda sacrificiului parțial

. Pentru micşorarea unghiului de avans în perioada de accelerare forțată a turbocompresorului este utilizat suplimentar un al doilea traductor de fază **TPMS** de acelaşi tip constructiv cu **TPM** şi **TV**. **TPMS** este montat mecanic decalat față de **TPM** cu un unghi egal cu unghiul de întârziere al avansului în timpul accelerării forțate a turbocompresorului

Pentru reducerea avansului este utilizat un releu **REL** care atunci când este alimentat, comută la centrala de avans **TPMS** în loc de **TPM**.

Comanda **REL** se realizează de către un dispozitiv electronic **CH** care utilizează informația de presiune din galeria de admisie (borna 22), informația de turație obținută de la bobina de inducție şi informația de poziție a pedalei de accelerație, generată de traductorul obturatorului **TF**. În principiu, rolul **CH** este acela de a opri funcționarea cu avans redus în momentul în care presiunea de supraalimentare a ajuns la un anumit prag, sau viteza de creştere a acesteia (prima derivată) este suficient de mare.

Aşa cum s-a arătat, metoda sacrificiului parțial este limitată de temperatura maximă admisibilă a gazelor evacuate. O dată atinsă această valoare, pentru creşterea performanțelor mai este posibilă numai creşterea presiunii gazelor evacuate.

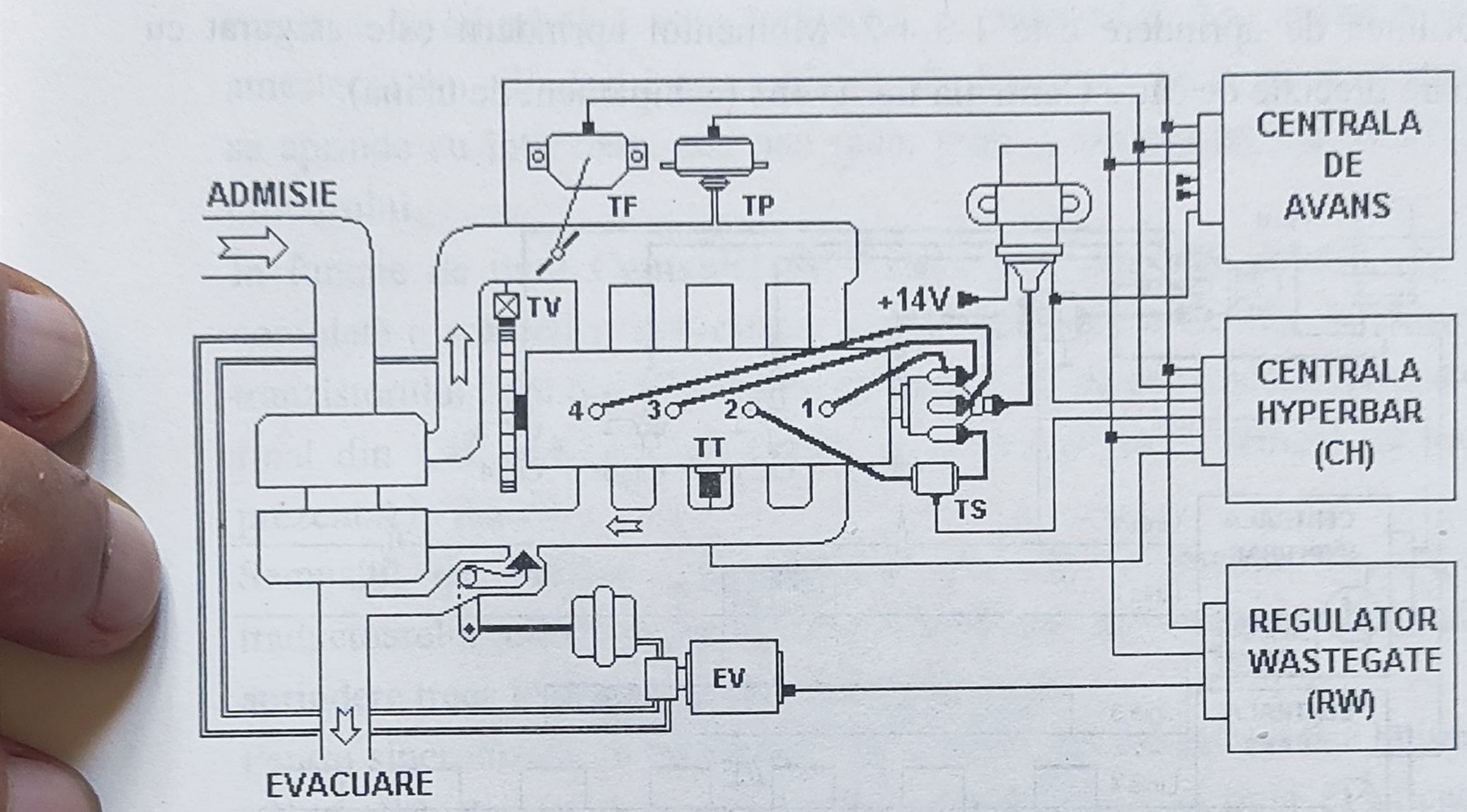
7.2.2. Metoda sacrificiului total

În cele ce urmează este prezentată o metodă originală (concepută de autori) care realizează atât creşterea presiunii cât şi creşterea temperaturii gazelor arse.

Metoda sacrificiului total utilizează amestecul carburant introdus în unul sau mai mulți cilindri, numai pentru accelerarea turbocompresorului şi nu pentru producerea cuplului motor. Din acest motiv metoda sacrificiului total este mai eficientă decât metoda sacrificiului parțial, însă solicitările mecanice ale turbocompresorului şi ale motorului cresc.

În cazul clasic al unui motor cu patru cilindri este suficientă sacrificarea amestecului dintr-un singur cilindru, caz în care cuplul motor scade cu peste

25% în perioada în care se forțează accelerația turbocompresorului.
În Fig.(7-6) este prezentată o variantă a unei instalații experimentale (testată de autori) care a permis aplicarea acestei metode.

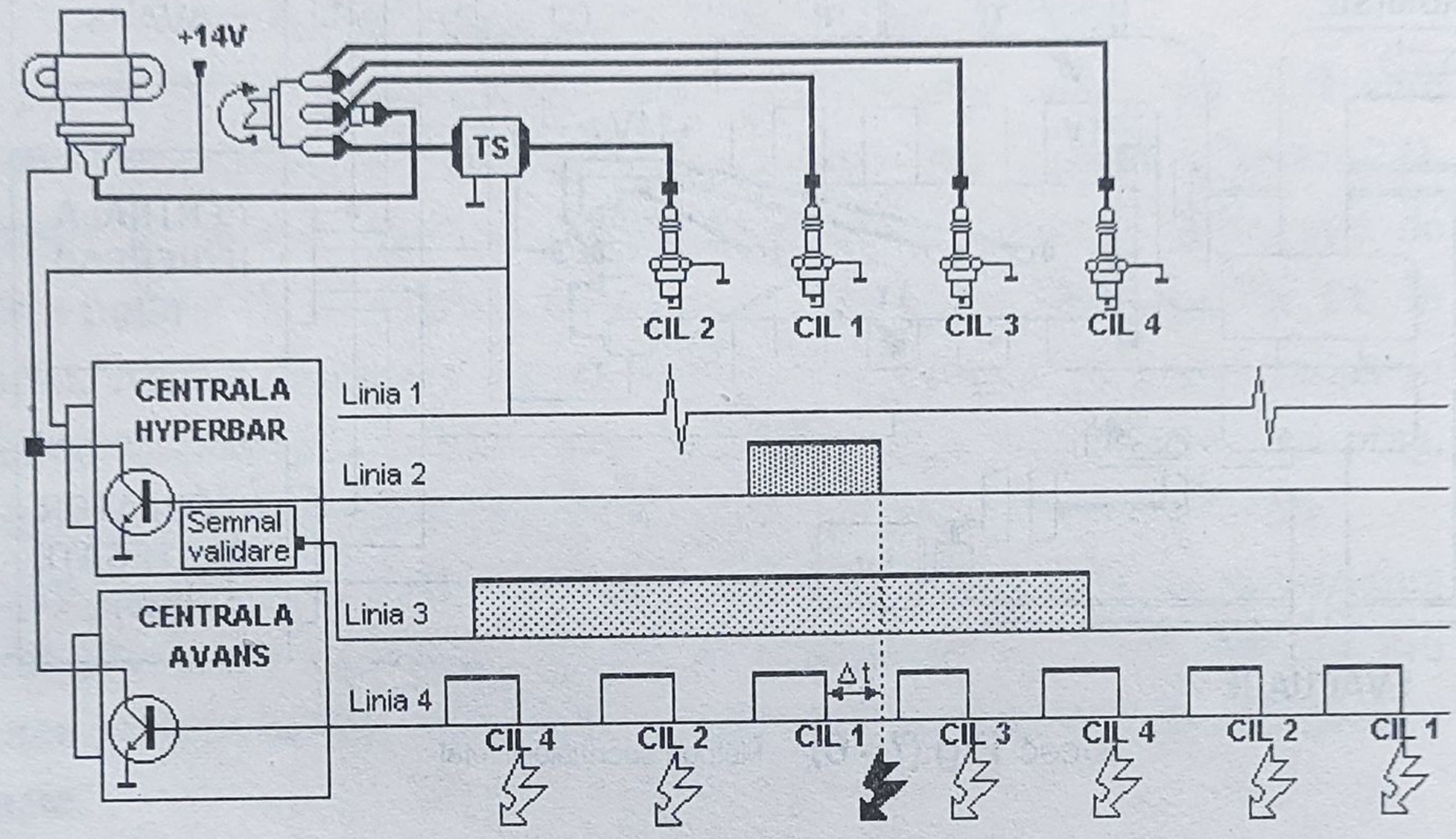


©CGC **Fig.(7 - 6)** Metoda sacrificiului total

Controlul şi comanda momentului de apariție a regimului de accelerație forțată a turbocompresorului este realizat de către unitatea electronică CENTRALA HYPERBAR (**CH**).
Comanda supapei waste-gate este realizată de către REGULATORUL WASTE-GATE (**RW**) prin intermediul unui electroventil **EV**. Elaborarea semnalelor de comandă de către cele două unități electronice se realizează în urma prelucrării semnalelor electrice generate de traductorul obturatorului (**TF**), traductorul de presiune (**TP**), traductorul de turație (**TV**), traductorul de temperatură (**TT**) şi traductorul de scânteie (**TS**).
În mod practic sunt montate suplimentar **CH**, **RV**, **EV** şi **TS**, celelalte traductoare fiind amplasate din construcție pe motor, fiind utilizate împreună cu alte traductoare nefigurate, de către sistemele electronice de comandă.
Funcționarea **CH** este descrisă cu ajutorul Fig.(7-7).

Numerotarea cilindrilor MAS începe cu cilindrul 1, opus volantei, care în cazul aplicației prezentate este şi cilindrul cu galeria de evacuare cea mai lungă.

Ordinea de aprindere este 1-3-4-2. Momentul aprinderii este asigurat cu mare precizie de către **Centrala de Avans** (echipament de uzină).



© CGC **Fig. (7 - 7)** Secvență de funcționare a centralei hyperbar

Principial, un tranzistor final din componența **Centralei de Avans** pune la masă borna de comandă a bobinei de inducție. Cu aproximație, scânteia apare la blocarea tranzistorului final, pe frontul descrescător al impulsurilor de comandă care sunt prezentate în linia 4.

În momentul în care este necesară accelerarea forțată a turbocompresorului, este evitată aprinderea amestecului din cilindrul 1, amestecul carburant părăsind cilindrul fără să se aprindă. La ieşirea amestecului din cilindrul 1, acesta se autoaprinde datorită zonelor fierbinți din galeria de evacuare şi a gazelor provenite de la ceilalți cilindri, producând astfel o presiune şi o temperatură ridicată în amonte de turbină.

Evitarea aprinderii este realizată prin intermediul unui tranzistor de putere din componența **CH** care şuntează tranzistorul final comandat de **Centrala**

de Avans.

Semnalul de comandă al tranzistorului final din componența **CH** este prezentat în linia 2. Durata acestui semnal este astfel elaborată, încât scânteia la cilindrul 1 este întârziată cu intervalul Δt, moment în care amestecul din cilindrul 1 este suficient de decomprimat şi nu se aprinde, sau se aprinde cu întârziere, cea mai mare parte a cestuia arzând în exteriorul cilindrului.

În funcție de tipul **Centralei de Avans**, este posibilă chiar o suprimare completă a scânteii prin creşterea corespunzătoare a duratei de comandă a tranzistorului final din **CH**. Apariția semnalului de comandă al tranzistorului final din **CH** este posibilă numai în prezența unui semnal de validare prezentat în linia 3.

Semnalul de validare este elaborat de **CH** în funcție de semnalele traductoarelor utilizate. În absența semnalului de validare, sistemului de aprindere trece în regim de funcționare normală.

Pentru sincronizare cu faza MAS este utilizat **TS** montat pe fişa bujiei de la cilindrul 2. Semnalul generat de **TS** este prezentat în linia 1. Eficacitatea **CH** este importantă la începutul acceleraţiei MAS, de regulă sub 2000-rot/min şi presiune negativă în galeria de admisie.

Pentru continuarea eficacității sistemului în afara zonei controlate de **CH** este introdus Regulatorul Waste-gate (**RW**), a cărui eficacitate devine importantă în faza finală de atingere a presiunii nominale de supraalimentare p_n.

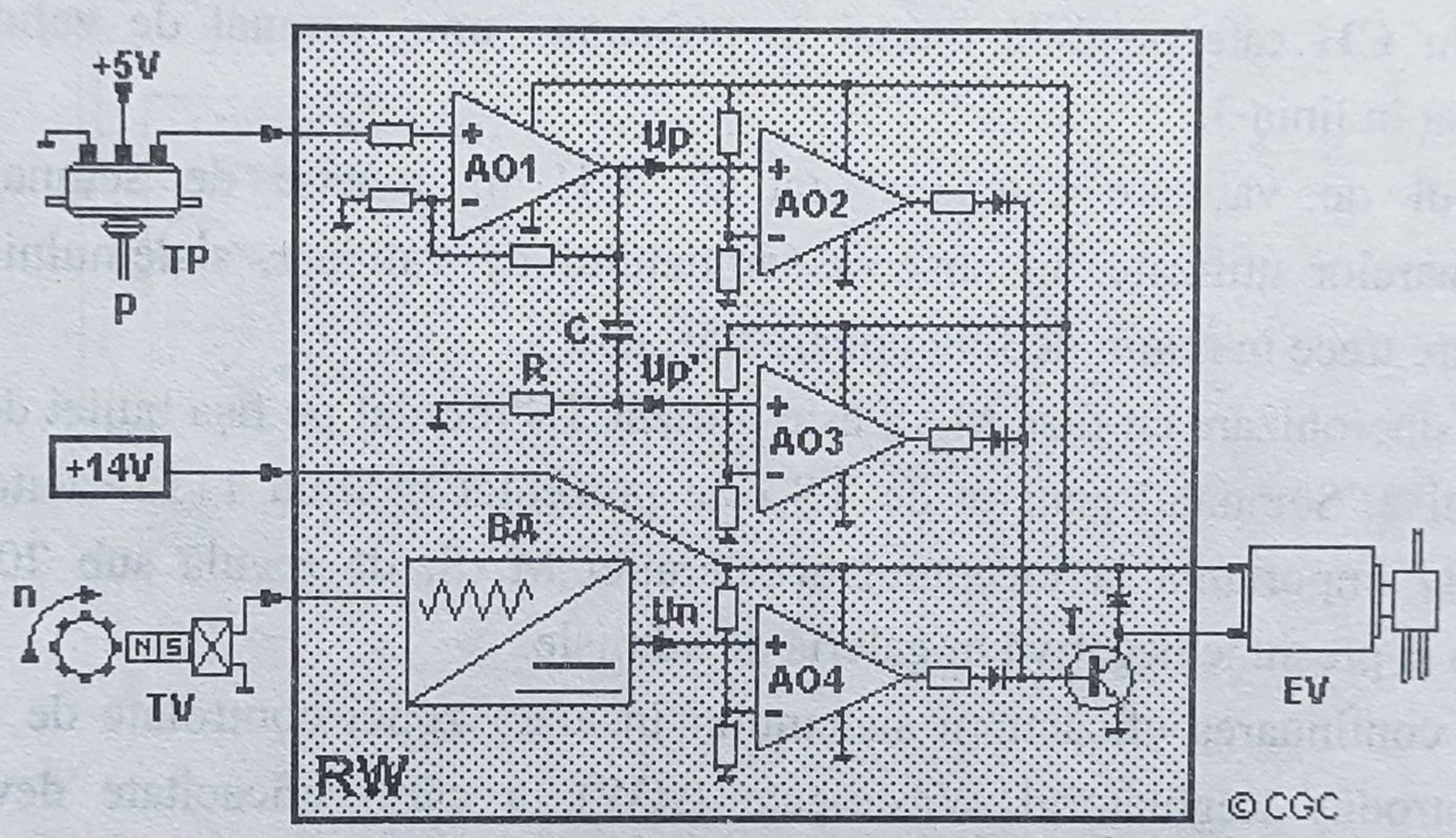
Conform Fig.(7-6), în circuitul pneumatic al supapei Waste-gate este introdus suplimentar un electroventil **EV** care atunci când nu este alimentat, cuplează supapa Waste-gate la presiunea (depresiunea) existentă în galeria de aspirație a compresorului, întrerupând astfel reacția negativă realizată prin introducerea supapei waste-gate. Reacția negativă a sistemului se poate realiza numai prin alimentarea bobinei **EV**.

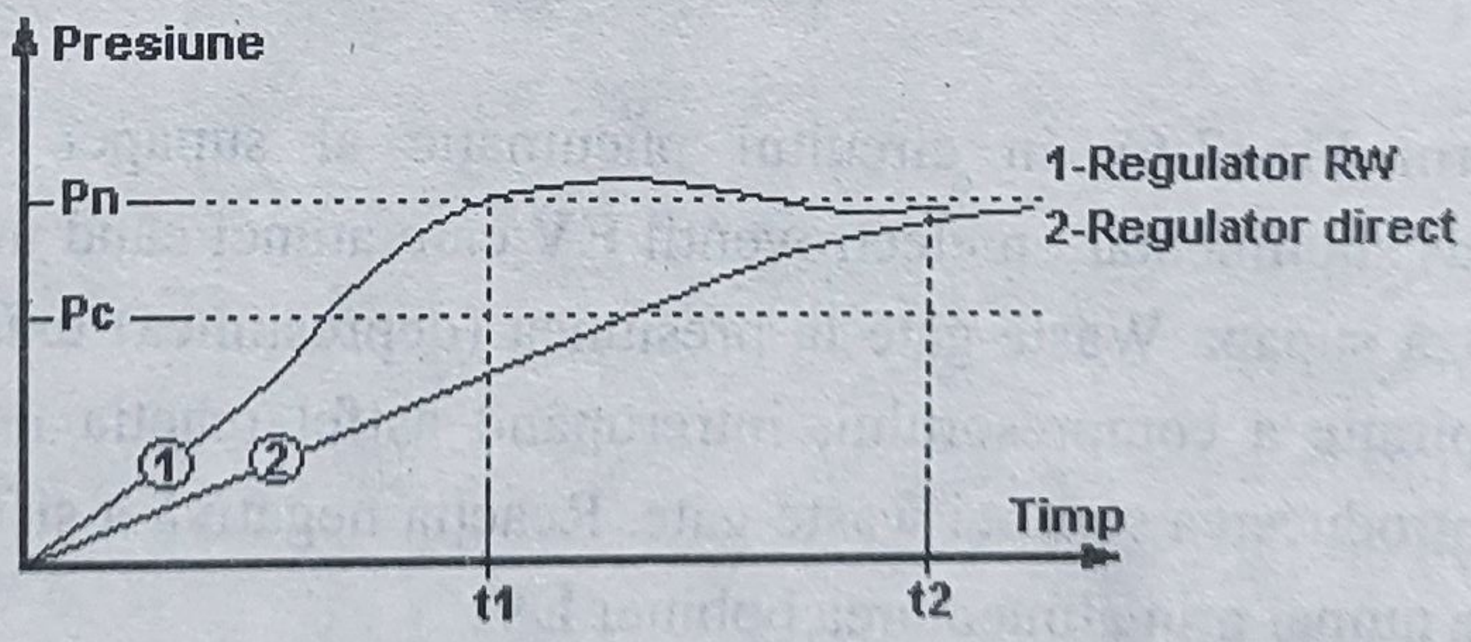
În Fig.(7-8) este prezentată schema de principiu a **RW**.

Presiunea din galeria de admisie a MAS este măsurată cu ajutorul unui traductor de precizie **TP** de tip piezorezistiv.

Semnalul traductorului este amplificat de către **AO1** la ieşirea căruia se obţine o tensiune **Up** proporţională cu presiunea de supraalimentare.
Comparatorul **AO2** comandă electroventilul **EV** prin intermediul unui tranzistor **T** atunci când presiunea de supraalimentare depăşeşte o valoare $\mathbf{p_c}$ (graficul din Fig 7.8.).

Stabilirea $\mathbf{p_c}$ în apropierea presiunii nominale $\mathbf{p_n}$ permite funcţionarea sistemului cu reacţie negativă numai în ultima parte a acceleraţiei, timpul **t1** necesar pentru atingerea presiunii nominale fiind sensibil mai mic decât timpul **t2** caracteristic funcţionării clasice.





© CGC **Fig. (7 - 8)** Controlul supapei waste-gate

În exploatare pot apărea însă şi situaţii când energia gazelor arse precum şi cea înmagazinată în turbocompresor produc creşteri foarte rapide a presiunii de supraalimentare. În acest caz, pentru evitarea unor oscilaţii importante în jurul $\mathbf{p_n}$, este utilizat comparatorul **AO3** care comandă deschiderea **EV** la viteze de creştere prea rapide a presiunii de supraalimentare. Tot ca măsură de protecţie este utilizat şi comparatorul **AO4** care comandă deschiderea **EV** în cazul regimurilor de turaţie a MAS foarte ridicate (de exemplu peste 5000 rot/min).

Informaţia de viteză de rotaţie este obţinută de la un traductor inductiv Evitarea aprinderii este realizată prin intermediul unui tranzistor de putere din componenţa **CH** care şuntează tranzistorul final comandat de **Centrala de Avans**. care utilizează coroana dinţată de pe volanta MAS. Semnalul alternativ furnizat de **TV** este convertit de către un bloc de adaptare **BA** în semnal continuu cu amplitudine proporţională cu turaţia MAS.

În tabelul următor sunt prezentate comparativ rezultatele obţinute în cazul probei de repriză în viteza V de la 80km/h la 120km/h şi a probei de acceleraţie de la 0 la 100km/h (probe consacrate), prin aplicarea sistemului prezentat la automobile din gama FIAT.

Tip automobil	Repriză în V clasic	Repriză în V cu CH +RW	Acceleraţie clasic	Acceleraţie cu RW
UNO Turbo IE	9,3s	8,5s	8.6s	8.2s
CROMA Turbo IE	10,4s	9,5s	8,0s	7,8s

Se poate remarca o scădere cu aproximativ o secundă (10%) a timpului de repriză, ceea ce poate fi considerat un rezultat foarte bun (datorită aplicării pe motoare la care producătorul s-a străduit în mod deosebit pentru performanţe).

S-au obţinut şi timpi de acceleraţie mai buni, dar creşterea este mai puţin spectaculoasă întrucât în timpul probei de acceleraţie, nu apar condiţiile pentru utilizarea centralei **HB**, iar aportul **RW** este diminuat de variaţia

relativ redusă a presiunii de supraalimentare (specific probei). Eficiența maximă a echipamentului prezentat s-a dovedit la accelerațiile în pante. Timpii necesari pentru obținerea presiunii nominale de supraalimentare în acest caz au fost cu 1-4 secunde (50%) mai reduşi decât la sistemul clasic.

BIBLIOGRAFIE

1. CANTEMIR C-G: "Anticnocking Electronic Adjustment of Pressure at Turbocharging Otto Engine".Conferința Internațională de Sisteme Electromecanice. Chisinau 1997.
2. CANTEMIR C-G: "Comand and Control Designed for the Diminishing Turbo-lag phenomenon".Conferinta Internațională Turbo'98. Vol 2. Bucuresti COMOTI 1998.
3. CANTEMIR C-G: "DRAF", Mitsubishi Motors International Design Competition'98, Tokyo, 1998.
4. CANTEMIR:C-G. "The Complete Sacrifice Method for Diminishing the Turbo-lag Phenomenon". Conferinta Internațională de Sisteme Electromecanice. Chisinau Editura Tehnica 1997.
5. CANTEMIR C-G., "Soluții de realizare a unor vehicule pe şenile de foarte mare putere", A XXXI-a Sesiune de Comunicări Stiințifice a A.C.T.T.M., Sectiunea 3, Bucureşti 1999.
6. CANTEMIR C-G: "Strategies and Limits of Command and Control of Turbocharging Otto Engine". Conferința Internațională Turbo'98. Vol 2. Bucuresti COMOTI 1998.
7. CANTEMIR C-G., ILIE C.O.,: "2800 HP AC Traction for Main Battle Tank". Fourth International Conference - Modern Electric Traction In Integrated XXI Century Europe", Warszaw, Poland, Sept 1999.
8. CANTEMIR C-G, SACHELARIE A., " Metoda sacrificiului parțial pentru diminuarea fenomenului Turbo-Lag", A doua Conferință Internațională de Sisteme Electromecanice, Chişinău, R.Moldova, Ocombrie 1999, Vol. 3.
9. CANTEMIR C-G, SACHELARIE A.: "*Non Conventional Turbocharger Control Systems*" Automotive Tehnology For Better Quality of Life, Yugoslav Society of Automotive Engineers, Belgrad, Yugoslavia, 1999.
10. CANTEMIR C-G, SACHELARIE A.: "Non conventional turbocharger

control systems". The XVII International Conference SCIENCE AND MOTOR VEHICLES, Automotive Engineering for Better quality of Life, Constanţa Romania. 11 Iunie 1999.

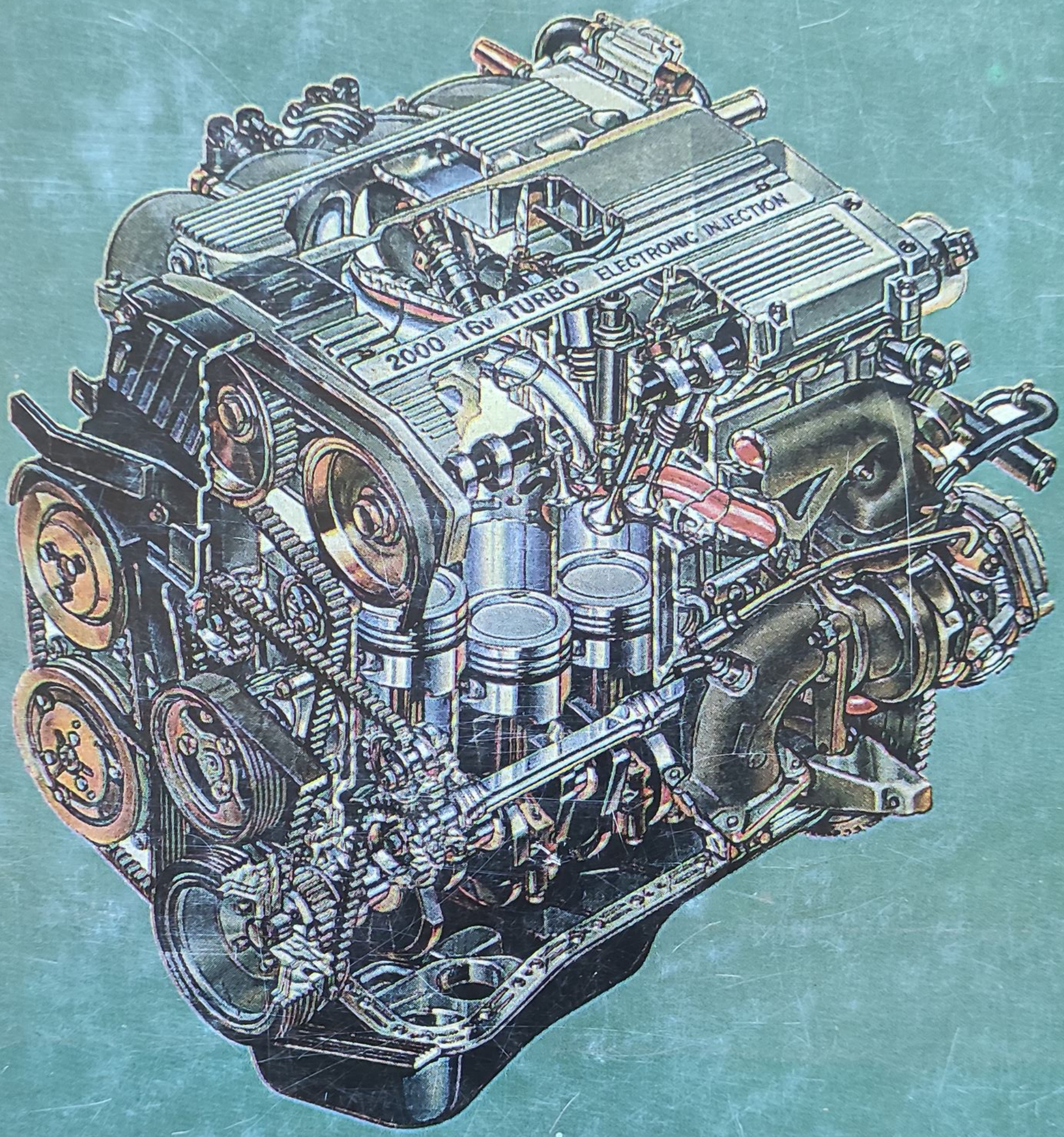
11. CANTEMIR C-G, SACHELARIE A.: "*Off-road Hybrid Electrical Vehicle (HEV)*" 3-rd International Scientific Conference ELEKTRO'99, Zilina, Slovak Republic, 1999.
12. CARTAXO I. "Valvula de prioridade no Uno Turbo i.e." Consultorio de Preparacao, Brazilia 1996.
13. GILLBRAND P.: "Knock Detector System Controlling Turbocharger Boost Pressure" Ingenieur de l'automobil, Franţa no 4 - 1982.
14. GIURCĂ V., HOMUTESCU V. M., HOMUTESCU C. A.: Bazele Dinamicii Gazelor, Editura Cermi, Iaşi 1998.
15. HAEBERLE T., NAUCK T.:VW Polo, VW Derby, Motorbuch Verlag Stuttgart, Germany 1996.
16. NEMESCU M., DENIS A.: "Traductor de distanţă" Brevet de invenţie RO 88200.
17. NEWTON K., STEEDS W., GARRETT T.K., The Motor Vehicle Twelfth Edition, Butterworths, Oxford, Great Britain, 1996.
18. PIGNONE A.G., VERCELLI U.R.:- Motori ad alta potenza specifica. Editore Giorgio Nada, Italia 1995.
19. SACHELARIE A., CANTEMIR C-G: "Consideraţii asupra alimentării asistate electronic a motoarelor diesel de tracţiune", A doua Conferinţă Internaţională de Sisteme Electromecanice, Chişinău, R.Moldova, Ocombrie 1999.
20. SACHELARIE A, CANTEMIR C-G: "Flexibility ratio, future significant parameter for a turbocharger engine". The XVII International Conference SCIENCE AND MOTOR VEHICLES, Automotive Engineering for Better quality of Life, Constanţa Romania. 11 Iunie 1999.
21. TOMIC M, POPOVIC S.: "Actual Trends in Passenger Cars Spark Ignition Engine Design and Development" Automotive Tehnology Towards Better Mobility. Belgrad, Yugoslavia, 1997.

22. WATSON J. Turbocharging of Internal Combustion Engine, Editura McMillan, Londra 1985.
23. WUNDERLICH K, ş.a. "Moteur a combustion interne a suralimentation combinee" Brevet de invenţie FR 2689179.
24. ZLOCH D., OLIVEIRA M.: "Turbocompresseur a caracteristiques de pression de suralimentation regulees et soumis a une charge thermique elevee". Ingenieur de l'automobil, no 4 - 1982.
25. *** , Automotive Electric/Electronic Systems, Second edition, Robert Bosch GmbH Stuttgart, Germany, 1995.

Documentaţii tehnice şi prospecte de firmă:

*** Alliedsignal - Garrett Turbochargers.
*** Austin et MG "Metro" RTA 3110428.
*** Abgastechnich Fur Ottomotoren, Robert Bosch GmbH, Stuttgart, Germany 1995.
*** BBC - CX71, Technical Rreport.
*** CHILTON`S Repair &Tune-up guide. Porsche 924 and 928 1977-81 Chilton Book Company, Radnor, Pennsylvania, USA, 1981.
*** Eaton Supercharger Model 45.
*** Fiat Croma Turbo I.E., , Manuale di Assitenza Technica. Fiat Auto Spa.
*** Fiat Croma essence 85-89, RTA 3110507.
*** Fiat Uno - Owners Workshop Manual. Haynes Publising Group, Somerset England, 1992.
*** Fiat Uno Turbo I.E.. Lancia/Fiat Technical Report.
*** Fiat Uno, Manuale di Assitenza Technica. Fiat Auto Spa.
*** Garrett T3, by Ray Hall Turbocharging.
*** Holset Turbochargers.
*** KKK Turboladers.
*** Korman Turbo Systems.
*** Lancia Beta 1300 a 2000. Trevi, HPE 72-82, 3110374.
*** Lancia Dedra Manuale di Assitenza Technica. Fiat Auto Spa.

*** Lancia Delta Integrale, Lancia/Fiat Technical Report.
*** Lancia Delta et Prisma 80 - 91, RTA 3110440.
*** Mercedes SLK 230 Kompressor.
*** Motormanagement Motronic, Robert Bosch GMBH, Stutgart, Germany 1995.
*** Porsche 944 Turbo, Service Manual.
*** Renault Fuego Turbo.
*** Renault 5, - Owners Workshop Manual. Haynes Publising Group, Somerset England, 1992.
*** Renault 5 Gordini Turbo (GB).
*** Renault 5 Alpine, 5 Alpine Turbo 76-84, RTA 3110375.
*** Renault 5 GT Turbo, Service Manual.
*** Renault 5 Turbo 2.
*** Renault 11, - Owners Workshop Manual. Haynes Publising Group, Somerset England, 1992.
*** Renault 18 (110 et 125 ch) 81-86, RTA 311049.
*** Renault 25, - Owners Workshop Manual. Haynes Publising Group, Somerset England, 1991.
*** Superchips Inc.
*** VW Corado G60.
*** Volvo 760 Turbo, RTA 3110749.



ISBN 973-8050-14-6